TECHNICZNE NOWOŚCI LOTNICZE



REDAKCJA: CZACKIEGO 21/23/25 m. 9
DNI PRZYJĘĆ: PONIEDZIAŁKI OD GODZ. 16 DO 17
ADMIN.: CZERWONEGO KRZYŻA 9 m. 12 TEL.-252-22
CZYNNA CODZIENNIE OD GODZ. 17[15] DO 18
PRENUMERATĘ KWARTALNĄ 10 ZŁ 50 GR ROCZNĄ 42 ZŁ
PRZYJMUJE ADMINISTRACJA I P.K.O. KONTO Nr. 4754
NA NAZWISKO WYDAWCY INŻ. J. TUSZYŃSKIEGO
CENA 1 ZESZYTU 4 ZŁ.
CENY OGŁOSZEŃ: 1 STRONA 60 ZŁ., 1/2 STR. 35 ZŁ., 1/4 STR. 20 ZŁ.
DOPŁATA NA OSTATNIĄ STRONĘ 50%

WARSZAWA

Nr. 3

SIERPIEŃ 1933



FABRYKA POMOCNICZA
DLA PRZEMYSŁU LOTNICZEGO
I SAMOCHODOWEGO
A. STEINHAGEN
I H. STRÁNSKÝ
WARSZAWA
UL. KAZIMIERZOWSKA №61
TEL. 8-58-90.

Techniczne Nowości Lotnicze

MIESIĘCZNIK TECHNICZNO-NAUKOWY, POŚWIĘCONY LOTNICTWU.

№ 3.	Sierpień	1933 r.

TREŚĆ:

O WYKONANIU I ZASTOSOWANIU KONSTRUKCYJ SPAWANYCH Z RUR W BUDOWIE PŁATOWCÓW

opracowane na podstawie
Grundlagen für die konstruktive Anwendung und Ausführung von Stahlrohrschweissungen im Flugzeugbau
Arved Rechtlich
234. Bericht der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt, E.V., Berlin-Adlershof, Stoff- Abteilung.

/ zakończenie/

II. Tworzywa

1. Stale.

Materjały, przeznaczone do spawania, winny być poddane próbie spawalności. Dobrze spawają się wszystkie stale o nieznacznej zawartości węgla, a zwłaszcza fosforu i siarki. Dla przykładu podano niżej skład chemiczny takich materjałów:

C . . . . 0,06 do 0,15 %
Mn. . . . . . . 0,35 do 0,60 %
Si. . . . . . . mniej niż 0,1%
P . . . . max. 0,04 %
S . . . . max. 0,03 %

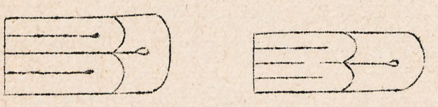
Spawanie stali o zawartosci do 0,35 % węgla daje się jeszcze dobrze wykonać; używanie do spawania stali o wyższym procencie jest niecelowe, jeśli się niema możności poddania ich potem obróbce cieplnej.

Stale stopowe, jak np. nierdzewne lub chromoniklowe, dają się dobrze spawać, wymagają jednak w większości wypadków dodatkowego ulepszenia cieplnego. Używany w tych wypadkach drut do spawania posiada zazwyczaj

w przybliżeniu ten sam skład,co materjał spawany. Dobrze się również mają spawać rury ze stali chromomolibdenowej,używane prawie wyłącznie w Stanach Zjednoczonych jako materjał do wykonywania spawanych konstrukcyj płatowców. Skład chemiczny tych rur jest następujący:

C	0,25 do 0,35 %
Mn.	0,40 do 0,60 %
P	max. 0,04 %
S	max. 0,045%
Cr.	0,80 do 1,10 %
Mo.	0,15 do 0,25 %

Jeśli skład posiadanego materjału nie da się określić,wówczas istnieje możność zbadania jego spawalności przez wykonywanie szwów palnikiem bez użycia drutu dodatkowego. Przy materjale,nadającym się dobrze do spawania miejsce i kierunek wykonywania szwu nie mają wpływu na zachowanie się materjału,który się w tym miejscu nie rozchodzi. Materjały takie znoszą dobrze próbę na podwójne zginanie /rys.1/. Jeśli blacha przerywa się przy prowadzeniu palnika od brzegu do wnętrza a pozostaje cała przy kierunku odwrotnym lub też przy rozpoczęciu posuwania palnika do środka w pewnej odległości od brzegu,wówczas materjał jest zdatny do spawania jedynie przy zachowaniu pewnych środków ostrożności. Rozrywanie się materjału niezależnie od kierunku prowadzenia palnika dowodzi,że blacha nie powinna być spawana.



Rys.1 Próba na podwójne zginanie.

2. Druty do spawania.

Przydatność drutów do spawania jest również przedmiotem prób.Zewnętrzna powierzchnia ich winna być gładka i pozbawiona rdzy i smaru. Godne polecenia są druty,powleczone cienką warstwą miedzi. Ponadto należy zbadać zachowanie się drutu podczas wykonywania szwu. Materjał dobrego drutu winien łatwo i równomiernie spływać przy bardzo nieznacznem rozpryskiwaniu się. Ostatnie zjawisko dowodzi istnienia pozostałości gazowych. Obserwacja topienia się i rozpryskiwania drutu jest najwygodniejsza po wsunięciu go w strefę spawania w kierunku płomienia,przyczem należy zwrócić uwagę na dobre wyregulowanie palnika.Jednocześnie można z łatwością stwierdzić obecność wszelkich obcych domieszek,naprzykład białych plamek /szlaka/. Inny sposób badania drutu polega na zgięciu go o 180° i spawaniu dwóch równoległych końców zapomocą drutu o tym samym składzie. Po ochłodzeniu szwu,wykonanego z dobrego drutu ukaże się gładka powierzchnia,podczas gdy ten sam zabieg, wykonany przy pomocy drutu gorszego wytworzy powierzchnię nierówną, nieczystą i porowatą.Próba jest w wypadku drutu ważniejsza niż ustalenie składu. Dla przykładu podano poniżej skład dobrego drutu do spawania

C	.poniżej	0,1 %
Mn.	.około	0,5 %
Si.	. ślady	
P	.max.	0,04%
S	.max.	0,03%

Dla spawania stali o większej zawartości węgla oraz stopowych poleca się zastosowanie drutu o analogicznym składzie.

Wybór rodzaju drutu,ciągnionego na zimno lub wyżarzanego nie ma wpływu na jakość spawania,gdyż stan drutu,dostającego się do szwu,zostaje ujednostajniony wskutek stopienia. Wygodniejsze jest obchodzenie się z drutem wyżarzonym,miększym i dającym się łatwiej wygiąć,towarzyszy mu natomiast silniejsze wydzielanie się szlaki podczas spawania.

Do mechanicznego próbowania szwu/a zarazem drutu/służy próba zginania na zimno.

Grubość drutu zostaje dopasowana do wymiarów spawanego materjału.

III. Warsztat.

G a z y . Tlen zostaje dostarczony w stalowych butlach, gdyż wytwarzanie go na miejscu nie opłaca się. Tlen gotowy posiada dostateczną czystość 98 % dla uzyskania najlepszego szwu.

Acetylen jest otrzymywany z generatorów i z butel. W większości wypadków korzysta się z układu generatorów, pozwalającego na pobieranie acetylenu w paru miejscach. Przy robotach przenośnych przeważa pobieranie acetylenu z butel, łatwiejszych do transportu. Posługując się generatorami należy dbać o należyte oczyszczanie acetylenu, osiągane dzięki częstemu wymienianiu masy czyszczącej, w ten sposób bowiem można uniknąć przedostawania się do gazu tlenków fosforu i siarki oraz porywania przez gaz proszku wapiennego. Obecność zanieczyszczeń w gazie da się stwierdzić zapomocą następujących środków:

1. Tlenek siarki. Papier, impregnowany na czarno chlorkiem rtęci barwi się pod jego wpływem na biało.
2. Tlenek fosforu. Jak wyżej, lub też zapomocą 5 % roztworu azotanu srebra / przezroczysty/, który pod wpływem tego związku czernieje.
3. Tlenek krzemu i amoniak dadzą się wykryć zapomocą papieru lakmusowego, wystawionego na działanie acetylenu i zabarwiającego się w razie obecności tych związków na niebiesko.

Do czyszczenia gazów służą preparaty chromu i chloru, używane w proszku i w kawałkach /Puratilen, Frankolin, Herotal, Klingerit i in./

Palniki do spawania są dziś do tego stopnia udoskonalone, że dobór ich nie przedstawia trudności, należy tylko pamiętać o zaopatrzeniu się w odpowiednią liczbę zapasowych końcówek.

Wyszkolenie personelu odbywa się na specjalnych kursach uczących obchodzenia się z aparaturą/nastawiania płomienia palnika/ i przewidujących kontrolę jakości robót, wykonanych przez uczniów. W lotnictwie powinni pracować jedynie najlepsi spawacze, mający dużą wprawę w spawaniu cienkich rurek i blach i świadomi ciążącej na nich odpowiedzialności. Przed zaangażowaniem należy zbadać ich umiejętność na robotach próbnych. Robota spawaczy musi być przedmiotem stałej kontroli i tak kierowana aby się odbywała przy zachowaniu najdogodniejszej kolejności operacyj. Nie wszystkie błędy, zrobione podczas spawania, dadzą się następnie stwierdzić to też spawacz powinien mieć dostatecznie rozwinięty honor zawodowy, któryby mu nie pozwalał na zaniedbywanie się.

Warunkami podniesienia zaufania do konstrukcyj spawanych jest przygotowanie odpowiednich projektów i rozporządzanie dostateczną liczbą fachowych robotników.

IV. Pomiary skurczu na spawanych rurach ze stali zwykłej i wysokowartościowej.

1. Pomiary na rurach próbnych.

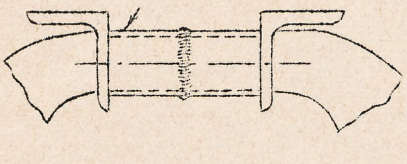
a/ Wstęp.

Skurcz jest wynikiem tego, że rozgrzana część rury posiada skłonność do rozszerzania się, czemu się przeciwstawia sąsiadująca konstrukcja. Ponadto następuje oddziaływanie części ochłodzonej szwu na część dopiero co ogrzaną, która się musi wobec tego plastycznie odkształcać

na gorąco, podczas gdy dalszy ciąg skurczu następuje w wyniku stygnięcia rury. Wielkość skurczu zależy w prostym stosunku od stopnia rozgrzania materjału podczas spawania i od oporu, stawianego przez resztę konstrukcji rozszerzaniu. Skurcz występuje prawie wyłącznie w kierunku prostopadłym do szwu. Skurcz w kierunku szwu jest prawie niedostrzegalny / około 10% skurczu poprzecznego/.

Próbom poddano połączenia na styk i połączenia rur wsuniętych jedna w drugą. Poszczególne rury przecinano na tokarni i przyczepiano w paru punktach do kątownika. Pomiarom podlegały długości rur po zczepieniu, l, i po spawaniu, l_1. Skurcz obliczano jako

$$\Delta l = l - l_1$$



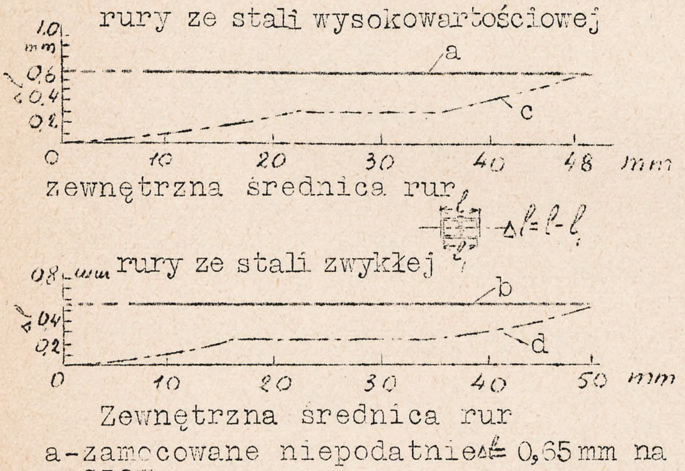
Rys.2. Osadzenie próbnych sztuk

Część próbnych sztuk miała pozostawioną swobodę rozszerzania się, pozostałe zaś były spawane w specjalnym zamocowaniu, /rys.2/ w którem szczęki uchwytu przylegały szczelnie do końców rur, nie wywierając wszakże na nie nacisku, uniemożliwiając im tylko zmianę długości. Uchwyt był rozluźniany dopiero po całkowitem ostygnięciu roboty, chyba że ta wypadła zeń już przedtem.

Wszystkie rury były spawane w stanie ciągnionym na zimno /poza jednym wyjątkiem/.

b/ Wyniki prób.

Wyniki prób przedstawiono na wykresach rys.3. Stwierdzono, co następuje:



Zewnętrzna średnica rur
a-zamocowane niepodatnie Δl = 0,65 mm na szew.
b- " " Δl = 0,55 mm na szew
c-ułożone swobodnie
d- " "
Rys.3.

Skurcz był niezależny od grubości ścianek rur zarówno przy zamocowaniu swobodnem jak i niepodatnem.

Przy zamocowaniu swobodnem można było zauważyć wyraźną zależność między skurczem a zewnętrzną średnicą rury. Przy średnicach poniżej 8 mm był on równy zeru, następnie w miarę powiększania średnic zwolna wzrastał, przez pewien czas pozostawał niezmienny, na zakończenie zaś równał się ze skurczem wykazywanym przez rury o tych samych średnicach zamocowane niepodatnie.

Tłomaczy się to jak następuje. Rury o małych średnicach rozgrzewają się jednocześnie na całym obwodzie, wskutek czego rozszerzanie ich jest niczem nieskrępowane. Po ostygnięciu rury wracają do pierwotnej długości. Aby osiągnąć to samo przy dużych średnicach należałoby jednocześnie rozgrzać całe rury, co jest niemożliwe, to też wynikiem częściowego rozgrzewania bierze górę wpływ części chłodniejszej, zapobiegającej rozszerzaniu się części gorętszej. Przy średnicach powyżej 50 mm wpływ ten jest niezależny od sposobu zamocowania.

Przy zamocowaniu niepodatnem skurcz okazał się niezależny od wymiarów rur i pochodził przy niewielkich średnicach ze sposobu zamocowania, przy większych zaś częściowo ze sposobu zamocowania, częściowo

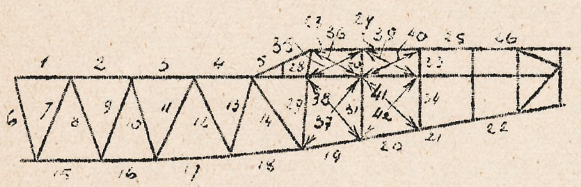
zaś z oddziaływania chłodniejszych części rury.

Przy porównaniu skurczów rur normalnych i wysokowartościowych okazało się, że wartości dla drugiego rodzaju nie tylko są większe ale i znacznie bardziej rozproszone. Średnie wartości skurczu wyniosły:

Δl = 0,65 mm na szew dla wysokowartościowych
Δl = 0,55 mm na szew dla rur zwykłych

Chociaż skurcz był nieco mniejszy dla rur spawanych na styk, niż dla wsuniętych końcami, to praktycznie można w obu wypadkach przyjąć te same wartości. Skurcz jest taki sam dla rur ciągnionych na zimno i wyżarzonych.

c/ Wnioski.



Rys.4. Schemat bocznej ściany - kadłuba.

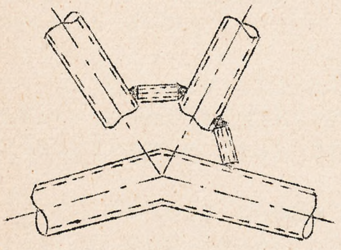
Im mniejsza średnica rury tem bardziej należy się starać aby miała ona swobodę rozszerzania się i nie kurczyła się po spawaniu. Gdyby to było niemożliwe należy przewidzieć odpowiednie dodatki. Ponieważ skurcz nie daje się uniknąć przy dużych średnicach, trzeba to zawsze uwzględnić przewidując odpowiednie dodatki. Wogóle trzeba unikać zamocowań niepodatnych.

2. Pomiary na gotowych konstrukcjach.

Na rys.4 jest pokazany schematyczny widok bocznej ściany kadłuba płatowca. Próbne spawanie takiej konstrukcji wykazało, że najwięcej kurczą się rury, oznaczone od 6 do 14. Skurcz wyniósł tu średnio 1,16 mm na rurę, czyli 0,58 na szew, co jest zgodne z opisanemi poprzednio próbami. Przy rurach takich należy się liczyć z zamocowaniem całkowicie niepodatnem. Rury 28 -34 są umocowane nieco podatniej, wykazują zatem skurcz średnio 0,4 na szew, co jest wartością średnią między zamocowaniem swobodnem a niepodatnem. Najmniejszy skurcz występował w podłużnicach /1 - 5 i 15 - 26/ i wynosił na rurę czyli dwa szwy 0,08 do 0,9mm

O odkształcaniu się konstrukcji można się najłatwiej przekonać mierząc długość przekątnych /35 do 42/. Błędy te dają się naprawić przez zastosowanie ściągaczy drucianych.

V. Wykonanie konstrukcyj spawanych.



Rys.5. Połączenie tymczasowe zapomocą wstawek z rur.

Poprzednio wykazano, że spawane konstrukcje ulegają pewnym odkształceniom i wymagają poprawek. Niedogodnościom tym można zapobiec stosując odpowiednie dodatki i kolejność czynności.

1. Wytyczne przy spawaniu.

a/ Dla dopasowania i zczepienia poszczególnych części konstrukcji służą szablony, składające się z drewnianych stołów, na których jest ustalone położenie punktów węzłowych i poszczególnych prętów zapomocą przyśrubowanych kątowników lub drewnianych klocków. Pod takie miejsca należy podkładać kawałki żelaznej blachy lub azbestu, służące jako ochrona drzewa przed płomieniem. Ponadto bywają stosowane urządzenia z żelaza profilowego, rur stalowych i drzewa.

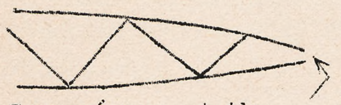
b/ Przy spawaniu nie należy stawiać przeszkód rozszerzaniu się części. Ze względu na niedające się uniknąć skurczenie materjału należy przewidzieć odpowiednie dodatki.

c/Części złożone,jak kadłuby,opierzenia,powinny być spawane poszczególnemi częściami oddzielnie a nie jednocześnie jako kratownica przestrzenna,ulegająca silniejszym odkształceniom.Części te winny być płaskie,gdyż wtedy je łatwiej wykonać i wprowadzić poprawki dla usunięcia odkształceń.Duże usługi może tu oddać wpawanie tymczasowych wstawek,które w następstwie winny być usunięte./rys.5/.

d/ Częsci spawane winny być tak podparte aby się nie odkształciły pod wpływem własnego ciężaru.

e/ Przy spawaniu w jedną całość poszczególnych części należy je tak ustawić,aby móc spawać poszczególne punkty węzłowe w nieprzerwanej kolejności,albo jeśli to się nie da przeprowadzić,wykonać punkty węzłowe najpierw na jednej połowie obwodu rur gdyż wtedy wystarczy tylko jedno odwrócenie spawanej konstrukcji a każdy szew jest zaczynany tylko dwa razy. Mniej wprawni spawacze wykonywują tylko jedną czwartą część obwodu,co ma tę wadę,że położenie części musi być cztery razy zmieniane i że szew składa się z czterech części.Mało dostępne miejsca nie dadzą się wykonać bez parokrotnego przerywania szwu.

f/ Przy wykonywaniu kratownic,przy których końce podłużnic zostają spawane ze sobą,miejsce to winno być spawane przy końcu roboty /rys.6/aby pozostawić podłużnicom możność swobodnego rozszerzania się podczas spawania. Zapomnienie o tem może spowodować powstanie odkształceń trudnych a nieraz niemożliwych do usunięcia.


Spawać na ostatku

Rys.6.

g/ Przypawanie części dodatkowych zostaje ułatwione przez wyznaczenie ich położenia zapomocą specjalnych urządzeń ustawczych i sczepienie tych części zapomocą spawania tymczasowego /niezapomnieć o dodatkach na skurcz/.Spawanie ostatecznie winno następować poza obrębem urządzeń ustawczych aby materjał posiadał swobodę przejmowania odkształceń cieplnych.Jeśli nie da się tego zachować,wówczas usunięcie tych urządzeń może się okazać możliwe dopiero po powtórnem rozgrzaniu miejsc spawanych.

h/ Przed przypawaniem do cienkościennych podłużnic /grubość ścianki 0,5/ żeber i części dodatkowych należy wypełnić wnętrze podłużnicy suchym piaskiem aby zapobiec wgnieceniu ścianki.

i/ Naprostowanie konstrukcyj spawanych odbywa się zapomocą młotka drewnianego,obłożonego gumą lub też zapomocą klocków drewnianych i szczęki,dociąganej śrubą.Należy przytem zwracać uwagę,aby nie wgnieść ścianek rur.

k/ Należy unikać chłodzenia części spawanych,grożącego zahartowaniem materjału,które prowadzi do powstawania rys. Z tego względu niebezpieczne jest spawanie podczas zimy w razie obecności przeciągów.

l/ Należy pamiętać o zachowaniu kierunku spawania od wewnątrz do zewnątrz aby zapobiec przerywaniu materjału: Tyczy się to zwłaszcza materjałów wysokowartościowych.

m/ Powtórne prowadzenie palnika nad szwem w celu poprawienia jego wyglądu powinno być zaniechane,prowadzi to bowiem do spalenia materjału oraz do tworzenia na nim rys i odwęglania go.

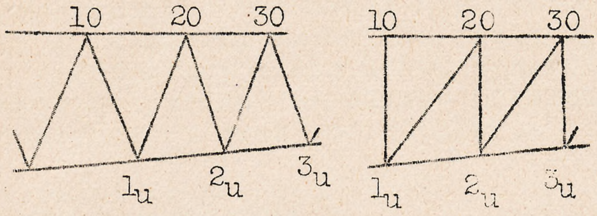
n/ Przed pomalowaniem należy oczyścić powierzchnie spawane z tlenków zapomocą szczotek drucianych lub przez piaskowanie.

2. Kolejność czynności przy spawaniu kratownic.

a/ Części składowe

Połączenia w trójkąt./rys.7/. Połączenia te są sztywne,to też dadzą się naprostować jedynie drogą wycięcia kawałków rur i wpawania na to miejsce innych.Kolejność pracy: 1_o, 2_o, 3_o, ... 1_u, 2_u, 3_u, ...

Jeśli układ składa się z rur ukośnych o dużej /powyżej 30/średnicy i długości,powodujących w wyniku skurczu zmniejszanie się odległości między wierzchołkami wówczas należy rozpocząć od spawania samych rur ukośnych przewidując odpowiednie powiększenie kątów między niemi,naprostować je,a na zakończenie zmocować z podłużnicami. Kolejność pracy: 1_o, 1_u, 2_o, 2_u, 3_o, 3_u, ...



Rys.7.Kolejność pracy przy spawaniu kratownic.

Jeśli pracuje tylko jeden spawacz wówczas podana kolejność sprawia przy dużych wymiarach pewne niewygody.Jeśli dwóch robotników spawa jednocześnie przeciwległe końce rury wówczas konieczne jest dobre podparcie konstrukcji aby uniknąć odkształcenia się jej pod własnym ciężarem.Pozatem trzebaby się obawiać znacznie silniejszego skurczu po spawaniu wskutek większego rozszerzenia się rury. Należałoby wtedy zachować kolejność 1_o,2_u, 2_o,3_u,3_o,4_u,

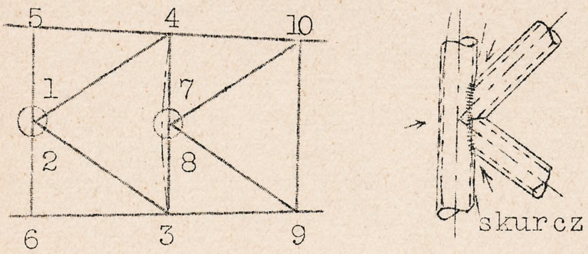
Połączenia w K./rys.8/ Układ w K odkształca się wskutek skurczu według linji kreskowanej.Polecane jest oddzielne spawanie pojedynczych "K",następnie zaś naprostowanie i połączenie ich z podłużnicami.

b/ Kadłuby.

Rozróżniane są dwa rodzaje kolejności robót:

1. Spawanie na gotowo części płaskich.Po naprostowaniu ich zostają one ustawione w prawidłowem położeniu względem siebie z wstawionemi między nie łącznikami poprzecznemi,z któremi zostają następnie połączone spawaniem.

2. Spawanie na gotowo jako kratownicy przestrzennej.Ściany boczne kadłuba zostają spawane prowizorycznie,ustawione,połączone tymczasowo z łącznikami poprzecznemi,poczem następuje spawanie na gotowo całości kadłuba.



Rys.8.Kolejność pracy przy spawaniu połączeń w "K"

Zaletą pierwszej metody jest możność lepszego naprostowania ścianek bocznych i łączników poprzecznych,przy drugiej metodzie natomiast wystarcza wykonanie mniejszej ilości szwów dzięki temu,że unika się pokrywania paru szwów. Przy obu metodach wystające do tyłu końce podłużnic zostają spawane przy samym końcu.

VI. Wyżarzanie po spawaniu.

Zadaniem wyżarzania jest usunięcie gruboziarnistości materjału przegrzanego podczas spawania i wyrównanie naprężeń.

1. Temperatura wyżarzania.

Wyżarzać należy przy temperaturze koło 30° powyżej A_{c3} aby osiąg-

nąć dokładne przekrystalizowanie stali. Przy dalszem podniesieniu temperatury następuje ponowny wzrost ziarna,przyczem pojawia się niebezpieczeństwo odwęglenia.

Dla usunięcia naprężeń wystarczą temperatury znacznie poniżej A_{c3} , a dla obniżenia twardości należy ogrzewać cokolwiek poniżej 700°.

2. Czas wyżarzania.

Czas wyżarzania zależy przedewszystkiem od wielkości przedmiotu: Ze wzrostem tego czasu rośnie ziarno z szybkością zależną od wysokości temperatury i zmieniają się własności wytrzymałościowe. Wielkość ziarna i własności materjału winny być osiągane przez dobór odpowiedniej temperatury a nie czasu wyżarzania. Czas ten winien zapewnić równomierne podgrzanie całego przedmiotu. W większości wypadków okaże się dostateczny czas pół godziny.

3. Szybkość studzenia.

Do 600° studzenie powinno następować w piecu z niewielką szybkością, następnie zaś można przenieść ten proces poza obręb pieca. Szybkość ta zależy od zastosowanego materjału i od wskazówek jego wytwórcy. Wzrost tej szybkości oddziaływa nietylko na otrzymanie drobniejszego ziarna ale i na zwiększenie wytrzymałości połączone ze zmniejszeniem przydłużenia. Wpływ ten staje się wyraźniejszy ze zwiększaniem się zawartości węgla.

4. Rodzaj wyżarzania.

Wyżarzanie winno następować w piecu,niedopuszczającym powietrza, które może powodować utlenianie materjału. W wielu wypadkach wystarczy wyżarzanie w ogniu z węgla drzewnego pod popiołem. Małe przedmioty mogą być wyżarzane w płomieniu lampy do lutowania. W tych wypadkach należy poznawać temperatury części wyżarzanej według jej barwy.

5. Celowość wyżarzania.

Niema celu wyżarzanie części,które potem zostaną przypawane do innej konstrukcji i utracą nadaną im w ten sposób drobnoziarnistość. Wyżarzanie całych konstrukcyj z rur stalowych jest połączone z dużemi trudnościami,gdyż należy tu zastosować staranne podparcie w wielu miejscach dla uniknięcia odkształcenia pod własnym ciężarem,ponadto zaś istnieje niebezpieczeństwo utleniania się powierzchni rur.

W Niemczech niema dotychczas pieców,w których możliwe byłoby wyżarzanie całych konstrukcyj kadłubów,opierzeń i t.d. W Stanach Zjednoczonych wybudowały taki piec "Metallurgical Laboratories of Philadelphia". Ma on komorę o długości 8,5 m i średnicy 1 m. Piec ten daje bardzo dobre wyniki.

Wyżarzanie poszczególnych miejsc konstrukcyj stalowych jest możliwe jedynie wtedy jeśli sąsiadujące części posiadają swobodę rozszerzania się.

VII. Badanie wykonanych robót bez niszczenia ich.

1. Oględziny wzrokowe.

Szwy po oczyszczeniu z tlenków i zanieczyszczeń zostają poddane szczegółowemu badaniu gołem okiem i zapomocą lupy celem wykrycia rys.

Prawidłowy szew,wykonany przy użyciu materjału dającego się dobrze spawać,wykazuje regularną budowę łuskową. Przy wyższej

zawartości węgla budowa ta cokolwiek się zatraca,co nie jest wszakże dowodem złego wykonania:

Zmiana barwy w sąsiedztwie szwu powinna być stopniowa i wszędzie na tej samej szerokości. Przy szwach nie powinny w żadnym razie występować wgłębienia zmniejszające przekrój w tem miejscu.

Obecność pęcherzów we szwie dowodzi obecności zanieczyszczeń gazowych w drucie do spawania. Miejsca takie mogą być przy wstrząśnieniach punktami wyjściowemi pęknięć. Najniebezpieczniejsze są szwy spalone,pozbawione wytrzymałości i o wyglądzie zdradzającym obecność pęcherzów i porów. Wykonanie takie winno być odrzucone.

Szwy wykonane przy za wysokiej temperaturze i zbyt małej ilości drutu dodatkowego składają się z łusek ostrzejszych a nie półkolistych jak być powinno, i w większości wypadków posiadają za mały przekrój.

Części spawane,pozwalające na oglądanie odwrotnej strony szwu nie powinny posiadać w tem miejscu wypukłości o kształcie pęcherzów, tylko równomierny ślad.

2. Magnetyczna kontrola szwów.

Metoda ta ma zostać zastosowana we Francji do próbowania spawania w budowie kotłów parowych i w lotnictwie. Została ona opracowana przez A.Roux w Paryżu 1927 r. i polega na uwidacznianiu przebiegu linij magnetycznych w żelazie za pośrednictwem opiłek żelaznych,układających się nad szwem inaczej,niż nad pozostałą częścią materjału.

Metoda ta nie jest pewna,pokazuje bowiem miejsca,w których materjał został nałożony na niedostatecznie podgrzane brzegi, nie uwidacznia natomiast tego,jeśli stopiony drut został zetknięty z żelazem rozpalonem do białości. Metoda ta nie wykrywa również obecności pęcherzów. Nadaje się ona przedewszystkiem dla dużych rur i płaskich blach, nie umożliwia zatem sprawdzania punktów węzłowych.

3. Próba zapomocą promieni Roentgena.

Metoda ta została rozwinięta przez Schweisserei-Versuchsabteilung des Reichsbahn-Ausbesserungswerkes, Wittenberge. Wyzyskuje ona zdolność specjalnie krótko falowych i twardych promieni Roentgena do przenikania przez materjały. Konieczne są przy tej metodzie ostrożności celem zabezpieczenia się od samych promieni i od ich odbicia od materjału badanego. Pozatem jest ona zbyt droga.

Części prześwietlone zostają sfotografowane lub poddane obserwacji. Metoda ta nadaje się do badania szwów,położonych w jednej płaszczyźnie podczas gdy poszukiwanie zapomocą niej błędów w kratownicach przestrzennych jest połączone z dużemi trudnościami / zła dostępność/. Dla wyznaczenia położenia miejsca wadliwego konieczne byłoby prześwietlenie w trzech różnych kierunkach. Nadawałyby się do tego wygodne przenośne aparaty,dające się przystawiać do badanej konstrukcji i odporne na uderzenia.

4. Inne metody.

Badanie słuchowe. Po uderzeniu badanego miejsca zapomocą młotka przystawia się doń stetoskop i bada powstały dźwięk,porównując go do takiego samego dźwięku zdrowego materjału. Dla stwierdzenia błędu miarodajny jest tu początkowo usłyszany wysoki ton. Przez posuwanie się ze stetoskopem i młotkiem wzdłuż szwu można wyznaczyć położenie miejsc źle wykonanych. Wielkość młotka i siła uderzenia zależy od grubości ścianki.

Druga metoda polega na zmianie oporu elektrycznego w tych miejscach,gdzie w budowie materjału występują przerwy,choćby były one niedostrzegalne dla oka. Metoda ta została wprowadzona w Stanach Zjednoczonych A.P. przez E.A.Sperry dla badania szyn kolejowych i znajduje również zastosowanie przy kontroli produktów walcowanych dla budowy kotłów i okrętów. Metodę tę należałoby jeszcze przekształcić,aby umożliwić badanie jej przy pomocy konstrukcyj spawanych w lotnictwie.

Metody opisane powyżej pod punktami 2 do 4 nie są dotychczas stosowane /marzec 1930 / w niemieckim przemyśle ponieważ nie są jeszcze dostatecznie przystosowane do użytku w warsztacie lub też ze względu na znaczne koszty z niemi związane. Wprowadzenie dobrej metody tego rodzaju będzie mogło nastąpić w wyniku wytężonej pracy badawczej.

---oooOooo---

USZKODZENIA ZAWORÓW WYDECHOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH
Internal-Combustion Engine Exhaust-Valve Failures
C.J.Hodgson
Engineering, May 26, 1933

Artykuł niniejszy jest poświęcony omówieniu szeregu przykładów zachowania się zaworów wydechowych podczas pracy silników w podróży i na hamowni i wyciągnięciu wniosków z poczynionych obserwacyj.Badania były przeprowadzone na przestrzeni paru lat na zaworach,pracujących zarówno w silnikach wozów lekkich jak i ciężarowych różnych firm. Nie zajmowano się zaworami silników lotniczych,należy jednak przypuszczać,że niektóre z badanych zaworów pracowały w równie ciężkich warunkach. Zawory silników lotniczych znajdują się pod ciągłą kontrolą,podczas gdy liczne z pośród badanych zaworów były pozbawione wszelkiej opieki i poddane bardzo wysokim obciążeniom. Tablica I podaje składy chemiczne stali zaworowych,występujących w obserwowanych konstrukcjach. Stanowią one niewielki procent tych które były poddane obserwacjom, wystarczą jednak dla celów niniejszego artykułu.

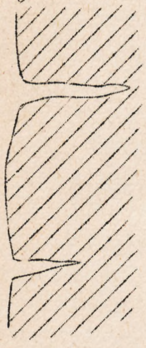
Tablica I. Składy procentowe stali zaworowych.

Typ stali	Węgiel	Krzem	Mangan	Nikiel	Chrom	Wolfram
A	0,35	0,2	0,5	1,5	1,0	-
B	0,35	0,2	0,5	-	13,0	-
C	0,50	3,0	0,8	-	8,0	1,5
D	0,40	1,6	0,6	13,0	12,5	2,5
E	0,35	2,5	0,4	26,5	17,0	-

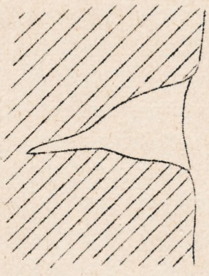
U r w a n i e z a w o r u. Jest to uszkodzenie przy którem trzonek pęka blisko talerzyka w miejscu,wystawionem na najwyższe temperatury. W wyniku urwania następują zazwyczaj inne szkody,daleko poważniejsze od straty zaworu. W najlepszym razie pociąga to za sobą konieczność zatrzymania silnika. Oględziny zniszczonego zaworu pozwalają na stwierdzenie szeregu szczególnych cech. Jedną z nich są pęknięcia obwodowe,występujące w pobliżu miejsca zerwania zaworu. Chociaż liczba i wymiar tych pęknięć są zmienne, to kierunek ich bywa mniejwięcej równoległy do głównego pęknięcia. Wykrycie ich jest trudniejsze w wypadku stali łatwo utleniających się przy wysokiej temperaturze,aniżeli dla stali odpornych na gorąco. Natura tych pęknięć da się stwierdzić po wykonaniu podłużnych przekrojów przez trzonek. Wymiary ich są zależne od materjału i od warunków pracy,wspólną ich cechą natomiast jest ostry kształt spodu pęknięć. Rys. 1 i 2 pokazują takie powiększone przekroje podłużne przez pęknięcia. Pęknięcia,wystawione przez pewien czas na wysokie temperatury są rozszerzone u wylotów wskutek utlenienia materjału w tej okolicy. Źródłem powstawania pęknięć są,jak się wydaje,drobne wgłębienia powierzchniowe,wywołane utlenianiem.

W miejscach, skąd się rozchodzą pęknięcia można często dojrzeć plamki spowodowane utlenianiem.

Powierzchnie przełomu są zazwyczaj tak uszkodzone i odbarwione, że oględziny ich nie na wiele się przydadzą; w wypadku uzyskania świeżych pęknięć można na podstawie ich wyglądu dojść do bardzo ciekawych wniosków. Dało się więc niejednokrotnie ustalić, że wypadek został spowodowany przez zmęczenie materjału i że główne pęknięcie rozpoczęło się od drobniejszych. Autor widzi pewną analogję między zmęczeniem materjału, wywołanem przez korozję, a omawianem uszkodzeniem zaworów; uderzające jest podobieństwo między pęknięciami będącemi objawem zmęczenia materjału i rozchodzącemi się od nagryzień powierzchniowych, towarzyszących korozji, a pęknięciami trzonków zaworów i występującemi jednocześnie z tem plamkami, wywołanemi utlenianiem. Dało to powód do twierdzenia, że omawiane pęknięcia były w istocie specjalnym wypadkiem zmęczenia wskutek korozji, przy którem miejsce czynnika korodującego zajęły gazy spalinowe.



Rys, 1



Rys. 2

Jeśli wypowiedziane twierdzenie jest prawdziwe, wówczas najlepszych wyników należałoby się spodziewać po stalach posiadających największą odporność na utlenianie przy innych cechach jednakowych. Istotnie, praktyka wykazała, że z dwóch stali, posiadających jednakową wytrzymałość przy wysokiej temperaturze lepszą się okazała stal, odporniejsza na utlenianie. Rzadkie występowanie tych uszkodzeń dla stali o wysokiej wytrzymałości zdaje się wskazywać na to, że są one wynikiem specjalnie ciężkich warunków pracy. Autor nie umie wytłumaczyć powstawania początkowych wgłębień powierzchniowych. Być może, iż powstają one w miejscu inkluzyj naokoło których wystąpiło utlenianie. W pewnych wypadkach można się dopatrywać związku pomiędzy temi wgłębieniami a znakami pozostawionemi na powierzchni przez obróbkę, wiadomo jednak że nie jest to warunkiem nieodzownym. Inne przypuszczenie zakłada możliwość tworzenia się w warstwie utlenionej pęknięć, prowadzących do zwiększenia się szybkości utleniania w sposób podobny do przyspieszonej korozji, wywołanej zaatakowaniem elektrochemicznem i następującej po miejscowem usunięciu produktów korozji powierzchniowej.

P r z e p a l e n i a i p ę k n i ę c i a s i e d z e ń. Przepalanie i pękanie, występujące na siedzeniach zaworów wydechowych, jest najpoważniejszym z napotykanych kłopotów a zaradzenie mu jest najtrudniejsze. Skutkiem tego występuje strata na mocy, co pociąga za sobą konieczność zwiększonej uwagi ze strony obsługi. Rzadko udaje się wykryć to uszkodzenie dość wcześnie dla uratowania zaworu. Charakterystyczną jego cechą jest to, że występuje ono przy wszystkich materjałach, używanych na zawory, za możliwym wyjątkiem paru nowszych stali amerykańskich, z któremi autor nie mógł się dobrze zapoznać, jakkolwiek skład tych materjałów nie daje powodu do przypuszczeń, żeby istotnie dokonano postępu pod tym względem.

Niekiedy się przypuszcza, że pękanie siedzenia i przepalanie jego są to zjawiska niezależne od siebie. Spostrzeżenia autora nie potwierdzają tego mniemania za wyjątkiem małej liczby uszkodzeń, które mogły być przypisane wadliwemu odkuciu zaworów. Poza takiemi wypadkami koniecznym jak się zdaje warunkiem powstania pęknięcia i przepalenia jest nieszczelność siedzenia. Nieszczelność ta może być wywołana zniekształceniem siedzenia zaworu lub jego gniazda, niedokładnem przesuwaniem się zaworu podczas otwierania i zamykania, wbiciem w siedzenie zaworu kawałka materjału, pozostawiającego puste miejsce po wypadnięciu,

zużyciem gniazda zaworu, wreszcie przenoszeniem materjału z gniazda do zaworu, wskutek czego powstają nierówności na powierzchniach.

Utlenianie i zanieczyszczanie zaworu występuje w wyniku przedostawania się gorących gazów przez szparkę pomiędzy zaworem a gniazdem, wskutek czego nietylko występuje dodatkowe ogrzewanie zaworu, ale ponadto część omywana gazami jest pozbawiona chłodzenia, które przed uszkodzeniem następowało za pośrednictwem przylegającego do niej punktu gniazda. W dalszym ciągu uszkodzona część siedzenia rozgrzewa się do temperatur znacznie wyższych od tych, które panują na pozostałej części talerza. Obserwacje mikroskopowe pozwalają określić tę różnicę na 200°. Należy jeszcze wziąć pod uwagę, że zaatakowana część siedzenia znajduje się podczas suwu pracy pod wpływem temperatur i ciśnień, znacznie wyższych, niż te które występują podczas wydechu. Większość tlenków, tworzących się na siedzeniu zaworu zostaje wyżłobiona / erozja/ przez gazy, przepływające ze znaczną szybkością mimo siedzenia. Na poparcie tego twierdzenia służą zaokrąglenia na konturach powierzchni utlenionej i znaczna głębokość do której warstwa utleniona została usunięta przy większych pęknięciach. Ilość tlenków, pozostających na powierzchni dla pewnej intensywności przepalania jest zawsze mniejsza przy stali odpornej na gorąco, niż przy stali która się swobodnie utlenia ; gazy wyżłabiające działają dłużej na jednostkę grubości powierzchni utlenionej.

Pęknięcia, towarzyszące zazwyczaj przepalaniu siedzeń zaworów powstają prawdopodobnie w następujący sposób: Tworzeniu się tlenków towarzyszy wzrost objętości materjału, naprężenie w zewnętrznych warstwach wciąż wzrasta wskutek ciśnienia wywieranego przez narastającą warstwę tlenków ; kształt powierzchni siedzenia sprzyja szybszemu wzrostowi tych naprężeń, ponadto zaś utleniona powierzchnia znajduje się wciąż pod wpływem zmian temperatury. Ostatecznym wynikiem tych procesów jest wytworzenie się promieniowych pęknięć na siedzeniu zaworu. Od tych pęknięć biorą początek pęknięcia wywołane gorącem. W ostatecznym wyniku powstanie pęknięć w warstwie utlenionej zbliża powierzchnię położoną na pograniczu warstwy utlenionej i metalu, do gazów utleniających, wskutek czego szybkość utleniania się powiększa. Z chwilą, gdy pęknięcie rozszerzyło się od siedzenia w stronę talerza, szybkość powiększania się jego bardzo wzrasta, ponieważ jest ono atakowane od dwóch stron jednocześnie. Co więcej, zwłaszcza przy pewnych konstrukcjach zaworów, działanie wyżłabiające gazów przyczynia się do usunięcia znacznej ilości tlenków z pęknięć, dopomagając dalszemu utlenianiu i pękaniu.

G n i a z d a. Wspomniano powyżej o przypuszczalnym wpływie materjału gniazd zaworowych na przepalanie zaworów. Podczas ostatnich paru lat wiele kłopotów wskutek cięższych warunków pracy przysporzyły gniazda żeliwne wykonane w całości z głowicą silnika, zużywające się bardzo szybko. Doprowadziło to do wprowadzenia gniazd wykonanych oddzielnie, konstrukcji stosowanej już od dawna z konieczności przy głowicach glinowych. Utrzymuje się przekonanie, że żaden materjał konstrukcyjny nie wykazuje takiej różnorodności składu jak stale zaworowe, jednak nawet one zostały prześcignięte pod tym względem przez materjały, z których próbowano wytwarzać gniazda. Bardzo niewiele z nich okazało się zadawalającemi.

Materjał gniazd jest w wysokim stopniu narażony na uszkodzenie wskutek znacznej szybkości gazów, które przy nich przechodzą oraz uderzeń zaworu. Przypuszczalnie metal gniazda jest jakgdyby wyrywany zeń przez gorący zawór, do którego przylega. Powoduje to w pewnych wypadkach dostateczne powiększenie luzu dla przepuszczenia gazów, przepalających zawór. Jeśli zawór pracuje przy wysokiej temperaturze, wówczas metal wyrwany przezeń z gniazda może się w nim zasklepić. Jedyne znane dziś materjały mogące wytrzymać takie warunki pracy są to te, które

zachowują znaczną twardość przy wysokich temperaturach,nawet po długotrwałem ogrzewaniu,jak Stellite/Cr - 31,6%, W - 15,1%, Co - 46,0%/ i Mackalloy /Cr - 33,0%, W - 4,4%, Co - 56,5% /,który został wprowadzony w Stanach Zjednoczonych specjalnie dla gniazd zaworowych.

W związku z ostatnim z dwóch materjałów należy zaznaczyć,że analiza jego została wykonana po usunięciu zapomocą szlifowania stali, do której był on przypawany tak by trawienie wykazało,że cała stal została odrzucona ; można w związku z tem przypuszczać,że wynik analizy nie odpowiada ściśle temu co było w chwili wykonywania gniazda. Oba wymienione materjały są stosowane w cienkich warstwach,przypawanyc do jakiegoś materjału podstawowego,zazwyczaj stali.

Inną ciekawą okolicznością jest pojawienie się promieniowych śladów od gazów równolegle do wyrywania materjału przez siedzenia zaworu. Przy tych warunkach może nastąpić nieregularne wyżłabianie siedzenia zaworu,prowadzące do przepalania i pękania. Przenoszeniu materjału od gniazd do zaworu zapobiega stosowanie gniazd stellitowych.Przykłady podane nie dowodzą,że przepalanie i pękanie gniazd jest poprzedzane przez przepuszczanie gorących gazów przez siedzenia, należy jednak mniemać,że wielka ilość obserwacyj jest dostatecznym dowodem popierającym to twierdzenie. Obserwacje te są przeważnie wzrokowe i posiadają czasami charakter przejściowy i trudny do stwierdzenia. To co jak się wydaje jest pierwszym znakiem przepalenia,może być wykryte natychmiast po wyjęciu zaworów z silnika. Są to niezbyt wyraźne promieniowe ślady sadzy, wskazujące,którędy przeszedł gaz. Znaki te dają się zetrzeć bez śladu pozostawiając tylko czasami lekką szorstkość na powierzchni. Następnem stadjum jest nabranie przez powierzchnie siedzenia szorstkości oznaczającej,gdzie zaszło przepuszczanie gazów. Jeśli szerokość siedzenia zaworu,stykająca się z gniazdem jest mniejsza od całkowitej szerokości pierwszego wówczas szorstkość powierzchni ograniczy się do tej mniejszej szerokości. Stadjum to daje się najlepiej obserwować na stalach,które się swobodnie utleniana. W stalach austenitycznych,odpornych na gorąco pękanie może się rozpocząć zanim jeszcze przepalanie osiągnęło ten stopień. Potem następuje przepalanie,pękanie i ogólne psucie powierzchni siedzenia zaworu. W pewnych wypadkach mogą się odłamywać kawałki talerza zaworu,a nawet znane są przykłady rozszerzania się pęknięć nawskros całego talerza rozpadającego się wskutek tego na dwie części.

---oooOooo---

KALKULACJA SPAWANIA

Kalkulation von Schweissarbeiten

H.Horn i E.Schäfer

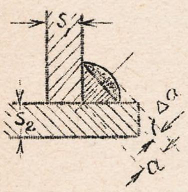
Werkstattstechnik,1.Januar 1933 r.

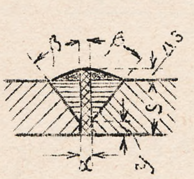
Wyznaczenie kosztów własnych spawania jest dość trudne,ponieważ znaczna ilość ręcznych czynności,które przy niem występują,zmusza do uwzględnienia okoliczności,nieistniejących przy robotach maszynowych. Nie udało się dotychczas zestawić ogólnych wytycznych dla tego rodzaju obliczeń,ponieważ czynniki wpływające na kalkulację różnią się między sobą w poszczególnych wypadkach.Trudności napotykane w tem dążeniu pochodzą stąd,że wielkość roboty,zastosowane urządzenia,rodzaj wykończenia,wprawa robotników,udział różnych metod w całości roboty są niemożliwe do objęcia ogólnie obowiązującą regułą.Poszczególni wytwórcy są związani zależnością od fachowości robotnika,posiadającej duży wpływ na jakość wytworu,oraz działaniem używanych przy spawaniu maszyn i narzędzi i zależnie od miejscowych danych przyjmują pewną metodę kalkulacji. Ustalenie własnych kosztów jest niemożliwe,jeśli nie zostaną przedsięwzięte specjalne próby i pomiary czasu.

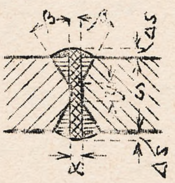
Wskutek przyczyn wyżej podanych i innych jeszcze,wymienionych w dalszym ciągu artykułu,nie będzie możliwe zamieszczenie w szczupłych ramach niniejszej pracy szczegółowych wskazówek,tyczących się kalkulacji spawania,a trzeba się będzie ograniczyć do wskazania kierunku,w którym należy postępować,chcąc wyznaczyć koszty własne.W poszczególnych wypadkach okaże się konieczne wstawianie we wzory liczb, wziętych z praktyki.

Koszty własne występujące przy spawaniu palnikiem i łukiem elektrycznym składają się z następujących pozycyj: /a/ koszty materjału dodatkowego elektrody lub drut do spawania. /b/ Koszty energji - zużycie prądu lub gazu. /c/ robocizna. /d/ amortyzacja,oprocentowanie i utrzymanie w odpowiednim stanie maszyn i narzędzi.

Obliczenie kosztów własnych jest przeprowadzone w stosunku do jednego metra bieżącego szwu.Ze względu na prostotę wyprowadzone wzory nie wezmą pod uwagę wydatków na nieprodukcyjną robociznę,amortyzację budynków i koszty ogólne.


Rys.1 Szew kątowy/pachwinowy/


Rys.2-Szew w V.


Rys.3-Szew w X.

Kalkulacja spawania winna być oparta na ciężarze materjału wpawanego w szew,dającym się ustalić na podstawie rys.1 do 3. Odległość x między krawędziami blach spawanych szwami o kształcie X lub V wynosi 0,2 grubości blach,s. Wypukłość szwu kątowego/pachwinowego/ i o kształcie V może zostać przyjęta jako 0,2 wysokości szwu, zaś dla szwu X jako 0,1 grubości blach. Aby uniknąć zbytniego rozgrzania lub spalenia materjału w obrębie szwu,krawędzie blach spawanych szwem X lub V winny być ukosowane na 3/4 wysokości. Przy stosowaniu elektrod używanych w długościach 330 do 500 mm trzeba się liczyć z odpadaniem około 14% materjału i rozpryskiwaniem 10%,przyjmując dla okrągłości wielkość straty wynoszącą 30% materjału szwu. Spółczynnik istotnego zużycia materjału przy spawaniu palnikiem jest w istocie mniejszy,zostaje jednak dla prostoty przyjęty bez zmiany,gdyż ma niewielki wpływ na koszty ogólne.

W poniższych obliczeniach są stosowane następujące oznaczenia wzięte z rys.1 do 3.

a - wysokość szwu kątowego /pachwinowego/ w mm,
s - grubość blachy w mm,
β - kąt ukosowania w stopniach /35° przy szwach V,30° przy X/,
x = 0,2.s mm,
y = 0,25.s mm,
Δa - wypukłość szwu kątowego = 0,2.a mm,
Δs - wypukłość szwu stykowego /= 0,2.s przy szwach V, 0,1.s przy szwach X/,
L - długość szwu w m,
F' - przekrój szwu w mm²,
G' - ciężar szwu w kg,
G - ciężar elektrod lub drutu w kg,
C - spółczynnik istotnego zużycia materjału = 1,3,
dla poszczególnych rodzajów szwów będzie:

1/ Szew kątowy /pachwinowy/

$$F' = 2\frac{a^2}{2} + \frac{2}{3}\cdot 2a\cdot\Delta a = a^2 + 0{,}266a^2 = 1{,}266a^2$$

$$G' = \frac{F' \cdot L \cdot 7,8}{10^3} = \frac{1,266 a^2 \cdot L \cdot 7,8}{10^3} = \frac{0,9875 a^2 \cdot L}{100}$$

$$G = C\,G' = \frac{1,3 \cdot 0,9875 a^2 \cdot L}{100}, \text{ czyli } G = \sim \frac{1,3 a^2 \cdot L}{100}$$

2/ Szew w V.

$$F' = \frac{2 tg\beta \cdot (s-y) \cdot (s-y)}{2} + 1,2 x \cdot s + \frac{2}{3} 2 \cdot tg\beta (s-y) \Delta s$$

$$= tg\, 35^\circ (0,75 s)^2 + 1,2 \cdot 0,2 s^2 + \frac{4}{3} tg\, 35^\circ \cdot 0,75 \cdot 0,2 s^2$$

$$= 0,394 s^2 + 0,24 s^2 + 0,14 s^2 = 0,774 s^2$$

$$G' = \frac{F' \cdot L \cdot 7,8}{10^3} = \frac{0,774 s^2 \cdot L \cdot 7,8}{10^3} = \frac{0,604 \cdot s^2 L}{100}$$

$$G = C \cdot G' = \frac{1,3 \cdot 0,604 \cdot s^2 L}{100}, \text{ czyli } G = \sim \frac{0,785 s^2 \cdot L}{100}$$

3/ Szew w X

$$F' = 2 \left(\frac{s-y}{2}\right)^2 tg\beta + 1,2 s \cdot x + 2 \cdot \frac{2}{3} tg\beta (s-y) \cdot \Delta s$$

$$= 2 \cdot \left(\frac{0,75 s}{2}\right)^2 tg\, 30^\circ + 1,2 \cdot 0,2 s^2 + \frac{4}{3} tg\, 30^\circ \cdot 0,75 \cdot 0,1 \cdot s^2$$

$$= 0,163 s^2 + 0,24 s^2 + 0,058 s^2 = 0,461 s^2$$

$$G' = \frac{F' \cdot L \cdot 7,8}{10^3} = \frac{0,359 \cdot s^2 \cdot L}{100}$$

$$G = C \cdot G' = 1,3 \frac{0,359 \cdot s^2 \cdot L}{100}, \text{ czyli } G = \sim \frac{0,47 \cdot s^2 \cdot L}{100}$$

Dla elektrod nieosłoniętych oraz dla drutu do spawania przyjmuje się cenę 0,40 marek, zaś dla elektrod otulonych 0,80 marek na kilogram.

Wykresy rys.4 i 5 podają zależność ilości dodatkowego materjału i jego kosztu /K_{dn} i K_{do}/ od wysokości szwu lub od grubości blach dla różnych gatunków szwów. Wykresy te tyczą się grubości blach od 4 do 20 mm oraz szwów o wysokości od 4 mm wzwyż. Z wyznaczenia wartości dla blach cieńszych od 4 i grubszych od 20 mm trzeba zrezygnować, ponieważ dla blach cienkich stosuje się prawie wyłącznie spawanie palnikiem dla grubszych zaś elektryczne, pozatem zaś kształt szwu często bywa inny, z pominięciem ukosowania, a dla grubszych blach - kielichowy.

Zużycie gazu i prądu należy określić drogą specjalnych pomiarów, ponieważ wyniki te zależą od typu zastosowanego urządzenia oraz od innych warunków lokalnych. Dla bardzo przybliżonych obliczeń wystarczają następujące założenia:

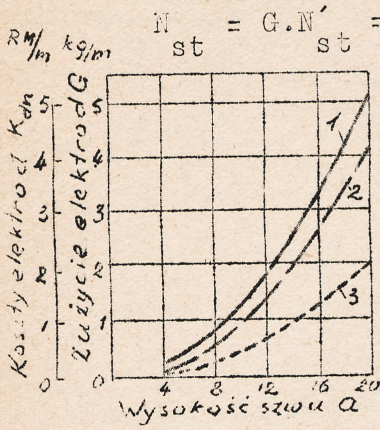
Dla wpawania 1 kg materjału potrzeba przy użyciu agregatów na prąd stały o sprawności ogólnej 50% - 6,0 kWh, zaś przy zastosowaniu transformatorów i przyjęciu sprawności 80% - 4,5 kWh. Wynika stąd następujące zużycie prądu na 1 kg zużytej elektrody:

prąd stały - $N'_{st} = \frac{6}{1,3} = 4,6$ kWh/kg

prąd zmienny - $N'_{zm} = \frac{4,5}{1,3} = 3,5$ kWh/kg

lub też zużycie prądu na 1 metr bieżący szwu:

$$N_{st} = G.N'_{st} = 4,6\ G\ kWh/m$$

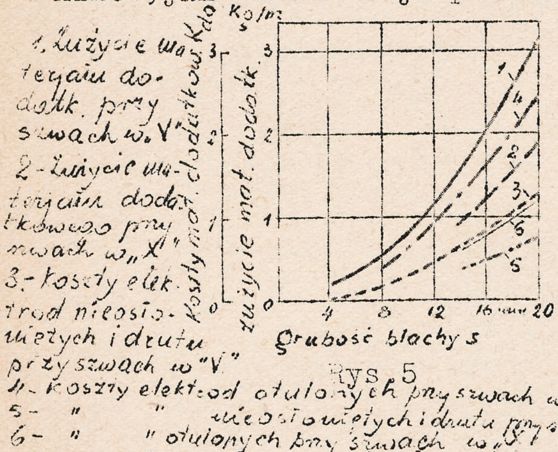


1-zużycie elektrod
2-koszt elektrod otulonych
3-koszt elektrod nieosłoniętych
Rys.4.Zależność ilości i kosztów materjału dodatkowego od wymiaru "a" przy szwach kątowych.

$$N_{zm} = G.N'_{zm} = 3,5\ G\ kWh/m$$

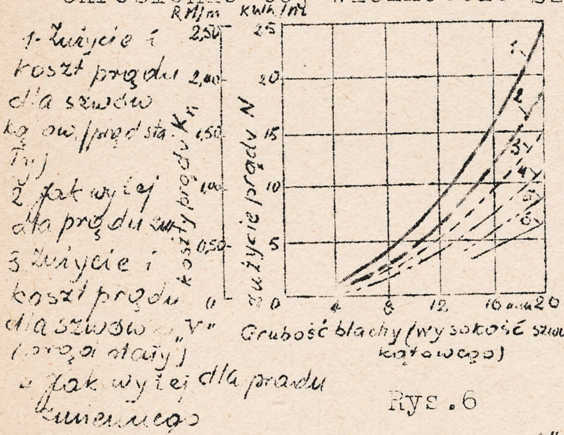
Wykres rys.6 podaje wartości zużycia prądu i pochodzące stąd koszty dla trzech wymienionych rodzajów szwu. Koszty wyznaczono,przyjmując cenę prądu 0,10 marek za 1 kWh,.

Krzywe zużycia gazów i ich wartosci /rys.7/ przedstawiają dobre średnie wyniki,osiągnięte przez poszczególne firmy ; wyniki te pozostają pod wpływem takich czynników,jak konstrukcja palnika,ciśnienie gazu,spawanie prawo-lub lewokierunkowe itd. Stosunek tlenu do acetylenu był przyjęty 1,15 do 1,0,zaś podane krzywe tyczą się spawania lewokierunkowego. Przyjęto,ze cena tlenu wynosi 0,70 marek za m^3 zaś acetylenu,otrzymywanego z generatora,1,0 marka za m^3, przyczem z 1 kg karbidu kosztującego 0,25 marek powstawało 250 litrów gazu. Dane te biorą pod uwagę straty gazu i karbidu. Dla szwu X spawanego palnikiem,wykonywanego jednocześnie po obu stronach,wstawiono zużycie gazu o 20% wyższe,niż dla szwu V.



Rys. 5

Ze względu na znaczenie czasu spawania dla wyznaczenia kosztów robocizny należy zwrócić baczną uwagę na określenie tej wielkości. Szybkość spawania łukiem elektrycznym może zostać wyprowadzona z szybkosci stapiania się zastosowanych elektrod. Konieczne jest każdorazowe wyznaczenie tej szybkości drogą prób,gdyż duży wpływ posiadają na nią średnica elektrody,rodzaj otuliny i dopuszczalne dla danej elektrody natężenie prądu w stosunku do jej przekroju. Czysto rachunkowe obliczenie czasu spawania palnikiem jest również niemożliwe ze względu na występujące przy niem wpływy uboczne. Wartości,na podstawie których został wyznaczony/rys.8/wykres,są to średnie czasy, wzięte z praktyki,nie biorące jednak pod uwagę biegu luzem,tyczące się zatem raczej spawania samoczynnego. Okoliczności prowadzące do zwiększenia czasu spawania,są bardzo liczne i nie mogą tu być omówione w całości. Wystarczy powiedzieć,że wymiana elektrod,regulowanie płomienia,czyszczenie i poprawianie szwów pociągają za sobą podwyższenie krzywych wykresu rys.8. Przyjęty sposób wykańczania i warunki lokalne mogą doprowadzić do dalszego podwyższenia czasów roboczych. W dalszym ciągu duży wpływ na czas spawania wywierają takie czynniki,jak wymiar i kształt sztuk spawanych ; dostępność szwów i grubosć blach. Stosunek czasu,poświęconego na spawanie, do całkowitego czasu poświęconego na robotę, oznaczony przez ε zmienia się w dość szerokich granicach. Stopień wyzyskania od 0,6 do 0,7 zostaje,naprzykład,osiągnięty przy średnich i większych robotach,przy których robotnik przedsiębierze pracę na sztuce już sczepionej i wykonywa jedynie czynności,dotyczące bezpośrednio spawania.Niższe war-

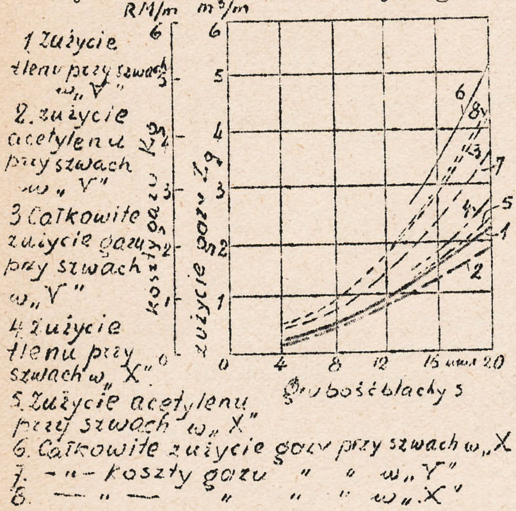


Rys. 6

5. Zużycie i koszt prądu dla szwów w „X"
6. - Jak wyżej dla prądu zmiennego

tości są napotykane przy robotach,nakładających na robotnika obowiązek zczepiania i dopasowywania części konstrukcji.

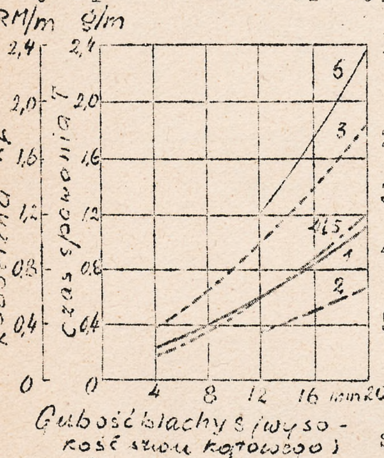
Poza czasami spawania krzywe rys.8 podają również koszty robocizny obliczone dla wynagrodzenia 1,0 marka za godzinę,dla obu rodzajów szwów,za wyjątkiem szwu X,dla którego obowiązuje podwójne wynagrodzenie,pobierane przez dwóch robotników.



Rys. 7.

Koszty spowodowane amortyzacją i oprocentowaniem maszyn i przyrządów zostają zazwyczaj ujęte jako dodatek do robocizny, którego wielkość zależy oczywiście od rozmiarów i charakteru przedsiębiorstwa. Przyjmując koszt agregatu na prąd stały 2700 marek i zakładając na amortyzację 15%,oprocentowanie 10% i utrzymanie 5% rocznie,dla 2400 godzin roboczych rocznie,obciążenie z tego tytułu wyniesie 0,34 marki na godzinę.

Dla spawania palnikiem można założyć cenę stanowiska dla spawania,zawierającego generator acetylenowy i tlen w butlach,na 400 marek. Obliczony w podobny sposób koszt,przypadający z tego tytułu na jedną godzinę roboczą wyniesie 0,06 marek /amortyzacja 20% oprocentowanie 10% i utrzymanie 5%/. Dodatki te nie dadzą się ująć dla spawania łukiem elektrycznym prostem wyrażeniem, są natomiast funkcją grubości blach oraz stopnia wyzyskania czasu w poszczególnych firmach. Przy spawaniu palnikiem są one tak niskie w stosunku do kosztów ogólnych /około 2%/,że można je uznać jako stałe.



1-Czas spawania i robocizna przy spawaniu łukiem elektr., szew w "V"
2-jak wyżej dla szwów w X
3-jak wyżej dla szwów kątowych
4-Czas spawania i robocizna przy spawaniu palnikiem,szew "V"
5-Czas spawania palnikiem przy szwach w "X"
6-Robocizna przy spawaniu palnikiem szwów w "X"

Rys.8.

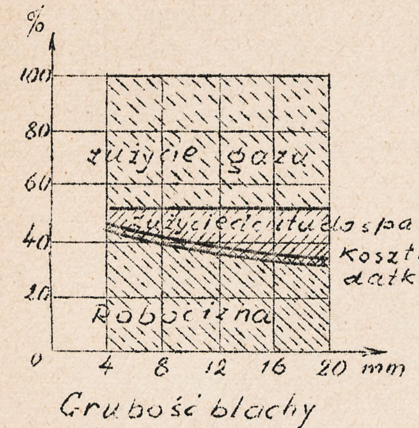
Po określeniu ilości materjału dodatkowego,zużytej energji i robocizny oraz kosztów dodatkowych i po stwierdzeniu stopnia wyzyskania $\mathcal{E}$ wyznaczenie kosztów własnych nie będzie przedstawiało trudności. W myśl wyżej podanych zasad dokonane zostały obliczenia rozdziału kosztów spawania 1 metra bieżącego szwu V zapomocą łuku elektrycznego /elektrody nieosłonięte/ lub palnika,dla spółczynnika wyzyskania $\mathcal{E}$ = 0,5 oraz blach o różnych grubościach. Wyniki podają wykresy rys.9 i 10.



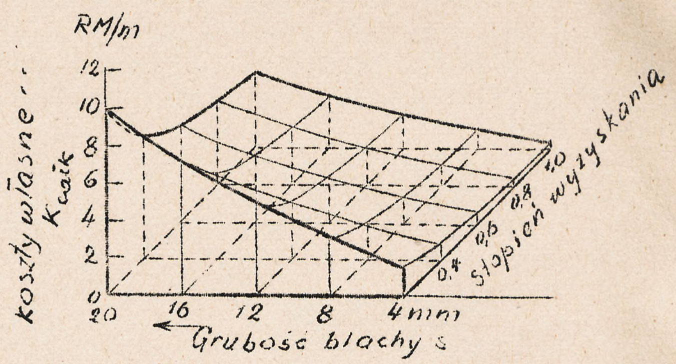
Rys.9 Procentowy rozdział kosztów własnych przy spawaniu łukiem szwów w "V" stopień wyzyskania czasu 0,5 w zależności od grubości blachy

Na zakończenie podano na wykresach rys. 11 i 12 koszty spawania na 1 m bież. dla różnych grubości blach i stopni wyzyskania.

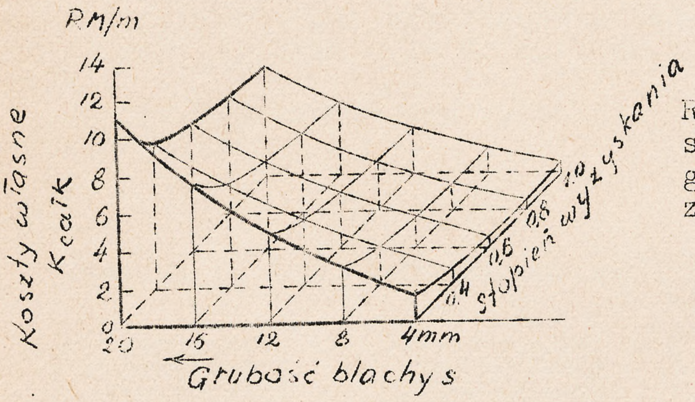
Okazuje się,że przy jednakowych kosztach elektrod nieosłoniętych i drutu do spawania, według upraszczającego założenia przyjętego poprzednio,spawanie palnikiem jest z technologicznego punktu widzenia korzystniejsze. Zwiększenie wymagań stawianych jakości szwu / ciągliwość,szczelność/ pociąga za sobą wzrost ceny elektrod o 100 do 150%, a co za tem idzie koszty spawania palnikiem wypadają stosunkowo niższe.



Rys.10 Procentowy rozdział kosztów przy spawaniu palnikiem szwów w"V"/stopień wyzyskania czasu 0,5/ w zależności od grubości blachy



Rys.11 Zależność kosztów własnych spawania łukiem szwów w "V" od grubości blachy i od stopnia wyzyskania czasu.



Rys.12 Zależność kosztów własnych spawania palnikiem szwów w"V" od grubości blachy i od stopnia wyzyskania czasu.

---oooOooo---

ŁOŻYSKA SZPILKOWE

opracowane na podstawie:
Das Nadellager-Werkstattstechnik Nr.14,1933r.;
Cageless Roller Bearings Develop High Carrying Capacities
- S.A.E. Journal, August, 1933.

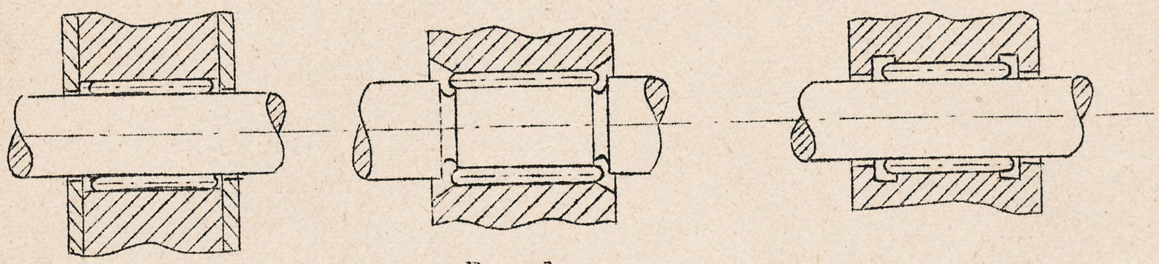
Wstęp.

Łożyska szpilkowe są to właściwie łożyska rolkowe o rolkach,posiadających bardzo duży stosunek długości do średnicy i pozbawionych koszyka.Szpilki tworzą powłokę,otaczającą czop i toczą się jedynie w razie występowania dużych nacisków,tak że praca ich jest czemś pośredniem pomiędzy toczeniem i ślizganiem.Sprawność tych łożysk jest bardzo dobra i nie pogarsza się z czasem,gdyż powłoka smaru,otaczająca szpilki,przeciwdziała ich zużywaniu się.Smar jest zatrzymywany w łożyskach dzięki wpływowi włoskowatości /klinowe przestrzenie między szpilkami/ i działaniu ssącemu łożysk i poza chronieniem szpilek od zużycia pozwala na stosowanie bez obawy wysokich obrotów ; nie należy się przytem liczyć z działaniem siły odśrodkowej na szpilki,których obroty,jak wyżej powiedziano są bardzo niewielkie.Znaczna ilość szpilek,występujących w jednem łożysku,pozwala ma stosowanie wysokich obciążeń. Do zalet tych łożysk należy ich mała wrażliwość na uderzenia zachodzące podczas pracy. Nie mogą one być poddawane obciążeniu osiowemu i nie ustalają wału w tym kierunku.

Wykonania łożysk.

Konstrukcje przedstawione na rys.1 posiadają jedną wspólną cechę zapobiegają mianowicie wysuwaniu się szpilek,czy to dzięki przewidzeniu specjalnych płytek czy też wskutek wykonania na czopie lub na kor

pusie łożyska odpowiednich wytoczeń. Stosuje się również w tym celu ustalacze wprasowane na zewnętrzny lub wewnętrzny tor szpilek z luzem w stosunku do drugiego toru, lub też ustalacze sprężyste, wpuszczone w specjalne rowki, wykonane na jednym z dwóch torów. Ważnem jest aby powierzchnie ustalające były twarde i płaskie, najkorzystniej szlifowane. Rozcięcia ustalaczy sprężystych nie powinny przekraczać 0,25mm.



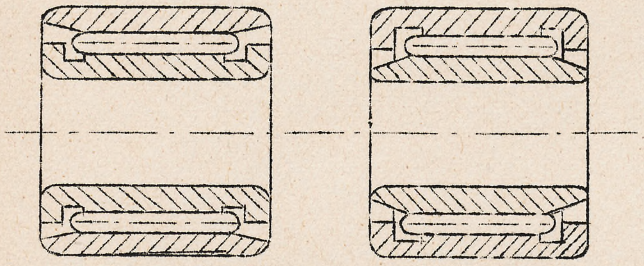
Rys.1

Po wykonaniu rozcięć ustalacze winny być przeszlifowane w celu usunięcia zadziorów. Luz średnicowy ustalaczy w stosunku do torów powinien wynosić 0,13 do 0,18 mm minimum, nie przekraczając 1/4 średnicy szpilki.

Na rys.2 pokazano dwa wykonania łożysk szpilkowych stanowiących oddzielną całość.

Szpilki.

Szpilki są wykonywane /Bantam Ball Bearing Co/ z drutu o składzie odpowiadającym amerykańskiemu oznacznniu 52100 /stal o zawartości około 1,0 % C i 1,4 % Cr/. Przy odbiorze materjał podlega analizie poczem jest przecinany na części, które otrzymują następnie półkuliste zakończenie. W dalszym ciągu szpilki są ogrzewane w piecu elektrycznym i studzone w oleju. Po zahartowaniu twardość winna wynosić 60 do 62 Rockwell-C. Celem zapewnienia ostatecznych właściwości szpilki zostają odpuszczone w piecu o temperaturze kontrolowanej elektrycznie tak aby otrzymać ostateczną twardość 57 do 60 Rockwell-C. Dla każdej średnicy szpilek istnieją właściwe temperatury hartowania i odpuszczania. Wykończone szpilki muszą posiadać dostateczną ciągliwość, która zostaje sprawdzona przez zginanie szpilek o średnicach 1,6 i 3,2 mm oraz przez poddawanie szpilek o średnicach większych próbie na udarność. Ta ostatnia próba winna wykazać wartość przynajmniej 2,8 kgmt. Po przeprowadzeniu tych prób następuje szlifowanie wstępne i ostateczne na szlifierkach bezkłowych, po którem przychodzi kolej na sprawdzanie wymiarów i poszukiwanie zapomocą mikroskopu błędów wykonania. Ostateczną czynnością jest docieranie, przyczem szpilki zostają oczyszczone w trocinach i odesłane do ostatecznego skontrolowania wymiarów.



Rys.2

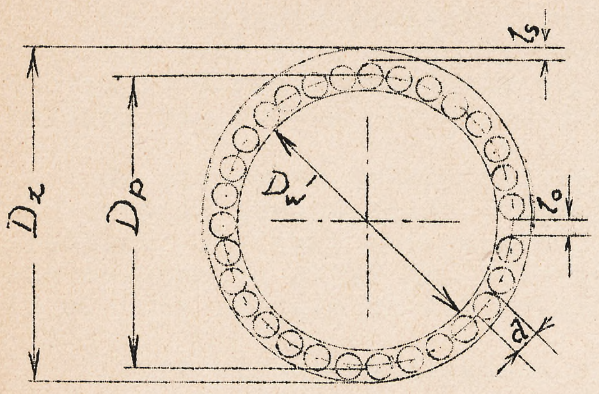
Projektowanie łożysk.

Wielkości, występujące we wzprach służących do obliczania tych łożysk są częściowo widoczne na rys.3 częściowo zaś zestawione na umieszczonej obok tablicy.

Oznaczenia niepodane na rysunku

z - całkowita ilość szpilek

C - stała, wzięta z tablicy I dla danego z



Rys.3

L - pracująca długość szpilki /po odjęciu zaokrągleń przy końcach/
P - bezpieczne obciążenie nominalne łożyska w kg,
n - ilość obrotów wału na minutę

Pierwszym krokiem jest obliczenie ilości szpilek, do czego służy wzór:

$$i = \sim [(D_w + d)\cdot\pi] : d$$

We wzór ten zostaje wstawiona przybliżona narazie wartość średnicy D_w. Następnie trzeba założyć pewien luz obwodowy l_o, w granicach od 0,0025 mm na jedną szpilkę do 1/4 średnicy szpilki.

Wartość średnicy podziałowej wynika ze wzoru:

$$D_p = (C\cdot d\cdot\pi + l_o) : \pi$$

Wartość C podaje dla różnych i tablica I. Po odjęciu od średnicy podziałowej średnicy szpilki otrzymuje się górną granicę średnicy D_w.

Tablica I.

i	C	i	C	i	C
10	3,236036	37	11,791250	64	20,380089
11	3,549509	38	12,109316	65	20,697669
12	3,863689	39	12,427348	66	21,015224
13	4,178586	40	12,745348	67	21,336424
14	4,493978	41	13,064441	68	21,654949
15	4,809773	42	13,381251	69	21,972565
16	5,125839	43	13,699154	70	22,290153
17	5,442316	44	14,017024	71	22,607719
18	5,758710	45	14,334862	72	22,925264
19	6,075626	46	14,660235	73	23,242782
20	6,392635	47	14,972682	74	23,560273
21	6,709479	48	15,290520	75	23,883449
22	7,026733	49	15,608326	76	24,201045
23	7,344090	50	15,926103	77	24,518626
24	7,661074	51	16,243850	78	24,836174
25	7,978935	52	16,561564	79	25,153708
26	8,296583	53	16,879250	80	25,471218
27	8,614006	54	17,199862	81	25,788702
28	8,931192	55	17,517599	82	26,106171
29	9,248982	56	17,835304	83	26,423612
30	9,566632	57	18,152981	84	26,748188
31	9,884511	58	18,470632	85	27,065753
32	10,202520	59	18,788252	86	27,383306
33	10,519702	60	19,105846	87	27,700831
34	10,838034	61	19,427555	88	28,018339
35	11,156268	62	19,744845	89	28,335836
36	11,474469	63	20,062479	90	28,653295

W dalszym ciągu wyznacza się właściwy luz średnicowy. Luz ten posiada pierwszorzędne znaczenie dla prawidłowego działania łożyska i zależy od średnicy D_w. Tablica II podaje jego wartości.

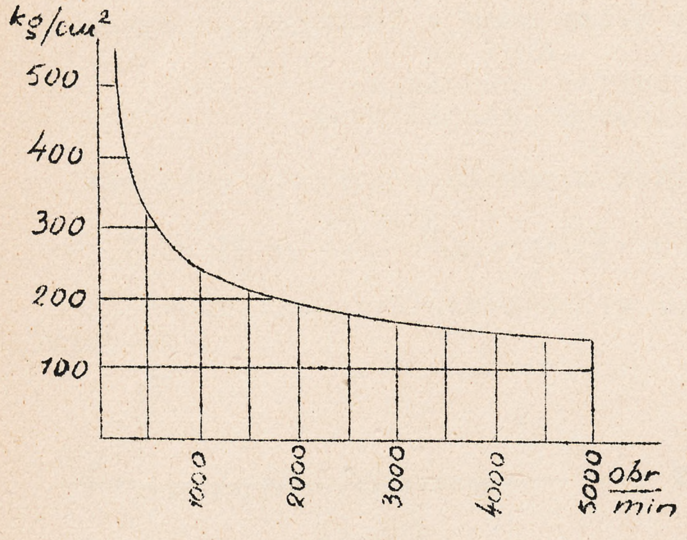
T a b l i c a II.

Średnica wału mm	do 50	50 do 100	100 do 150
l_s min μ	13	25	38
l_s max μ	38	50	64

Po przyjęciu pewnego luzu średnica toru zewnętrznego zostaje obliczona jako suma średnicy podziałowej, średnicy szpilki i luzu średnicowego. W razie przyjęcia zbyt małego luzu na średnicy szpilki toczyłyby się podczas pracy, co doprowadziłoby je do szybkiego zużycia.

Co się tyczy tolerancji wykonania części łożyska, to wynosi ona dla średnic zewnętrznego i wewnętrznego toru szpilek 0,013 mm jeśli średnica D_w jest mniejsza niż 100 mm. Dla średnic większych wystarcza tolerancja 0,025 mm. Tolerancja wykonania średnicy szpilek wynosi 10 μ dla średnic do 3,2 mm, dla większych zaś 5 μ.

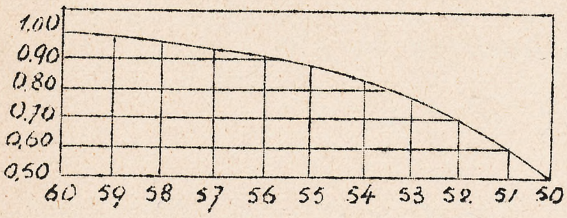
Dobór właściwej długości łożyska jest jeszcze kwestją sporną. Obecnie są przeprowadzane doświadczenia na łożyskach dla sworzni tłokowych, posiadających szpilki o długości 135 mm i średnicę 6,4 mm oraz na takich, które posiadają trzy rzędy szpilek o długości 45 mm i średnicy 4,8 mm. Należałoby przyjąć zasadę, że długość pojedynczych szpilek nie powinna być mniejsza od trzykrotnej, ani większa od dziesięciokrotnej średnicy szpilki. Trzymając się tego należy w wielu wypadkach podzielić szpilki na pewną liczbę grup. Wykonanie szpilek dłuższych sprawiałoby znaczne trudności fabrykacyjne i zapewniłoby rozdział obciążenia w sposób nie tak równomierny jak szpilka krótsza. Ogólnie biorąc nie ma łożyska ciernego, które nie mogłoby być zastąpione przez łożysko szpilkowe.



Rys.4

Wzór na dopuszczalne obciążenie łożyska szpilkowego brzmi jak następuje:

$$P = (i.L.d.790) : \sqrt[3]{n} =$$
$$= (D_p.L.2480) : \sqrt[3]{n}$$



ROCKWELL-C

Rys.5

Występujące we wzorach wymiary są wyrażone w cm. Obciążenie to jak widać zależy w prostym stosunku od rzutu powierzchni podziałowej szpilek. Wykres rys.4 podaje w zależności od obrotów wartości, przez które rzut ten należy pomnożyć dla otrzymania obciążenia P w kg. Nośność łożyska zależy ponadto jeszcze od twardości torów szpilek. Jeśli twardości te spadają poniżej 60 lub 59 Rockwell-C, wówczas do wzoru na dopuszczalne obciążenie należy jeszcze wprowadzić współczynnik, wzięty z wykresu rys.5, przyczem trzeba brać pod uwagę najmniejszą występującą twardość.

Zakończenie.

Dla porównania kosztów łożysk szpilkowych z dawniejszemi konstrukcjami zestawiono poniżej koszty łożyskowania luźnego koła pasowego.

Rodzaj łożyska	Ciężar kg	Cena w markach niem.
Tuleja żeliwna	14	23
Tuleja z łoż. kulk.	13	48
Łożysko szpilkowe	9	20,5

Łożyska szpilkowe dzięki swej niskiej cenie,prostocie i ogromnej niezawodności w działaniu znalazły dziś ogromne rozpowszechnienie i są stosowane w silnikach lotniczych,motocyklowych,gazowych,samochodach,jako łożyska korbowodów,wałów wykorbionych,rozrządczych,obrabiarek,kół linowych w dźwignicach i w wielu innych maszynach.

---oooOooo---

METODA WYKREŚLNA DLA OKREŚLENIA NAPRĘŻEŃ W BELCE,ŚCISKANEJ OSIOWO I OBCIĄŻONEJ W KIERUNKU POPRZECZNYM.

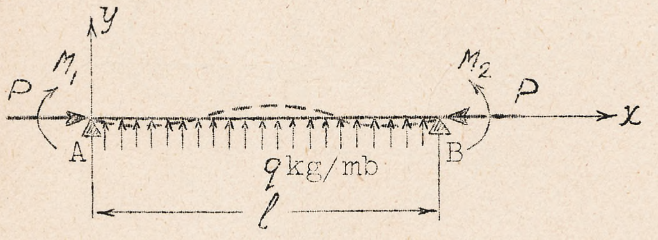
opracowane na podstawie artykułu.
Graphical solution of a beam nuder combined compression and tranverse load.
Dr.Micheal Watton
Aero Digest, March, 1932.

Moment w przekroju bieżącym można wyrazić wzorem:

$$M = M_1 + \frac{M_2 - M_1}{l}x - q\frac{l}{l}\frac{x}{2} + q\frac{x^2}{l\,2} - Py, \qquad /1/$$

Po dwukrotnem zróżniczkowaniu tej wartości względem x i uwzględnieniu zależności:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ}$$



Rys.1.

otrzymujemy równanie w ostatecznej postaci:

$$\frac{d^2M}{dx^2} + \frac{P}{EJ}M = \frac{q}{l} \qquad /2/$$

lub oznaczając $\frac{P}{EJ} = \frac{1}{j^2}$

mamy /dla stałej wartości j /

$$M = C_1 \sin\frac{x}{j} + C_2\cos\frac{x}{j} + \frac{q}{l}j^2 \qquad /3/$$

stałe całkowania C_1 i C_2 określamy z warunków granicznych $M|_{x=0} = M_1$ i $M|_{x=l} = M_2$ i po wprowadzeniu oznaczeń:

$$D_1 = M_1 - \frac{q}{l}j^2, \qquad D_2 = M_2 - \frac{q}{l}j^2$$

otrzymujemy:

$$M = \frac{D_2 - D_1\cos\frac{l}{j}}{\sin\frac{l}{j}}\sin\frac{x}{j} + D_1\cos\frac{x}{j} + \frac{q}{l}j^2 \qquad /4/$$

Dla większości wypadków,spotykających się w praktyce,wyrazy we wzorze /3/,zawierające C_1 i C_2 są znaku ujemnego /odwrotnego niż wyraz $\frac{q}{l}j^2$ /.Dla znalezienia wykreślnie wielkości $C_2 = M_1 - \frac{q}{l}j^2$ postępujemy w sposób następujący: od punktu O_1 odmierżamy odcinek $O_1O_2 = \frac{q}{l}j^2$ i $O_1K = M_1$ wówczas odcinek $O_2K = \frac{q}{l}j^2 - M_1 = -C_2 = -D_1$ Dla znalezienia $D_2 = M_2 - \frac{q}{l}j^2$ odmierzamy od punktu O_2, odcinek $O_2L = M_2$ wówczas $O_1L = -D_2$. Odmierzając kąt $/57{,}3\frac{l}{j}/^\circ$ i odcinek $LM = O_2N$ otrzymujemy odcinek $O_1Q = C_1$ gdyż $O_2N = D_1\cos\frac{l}{j}$.

$$O_1M = -D_2 + D_1\cos\frac{l}{j};$$

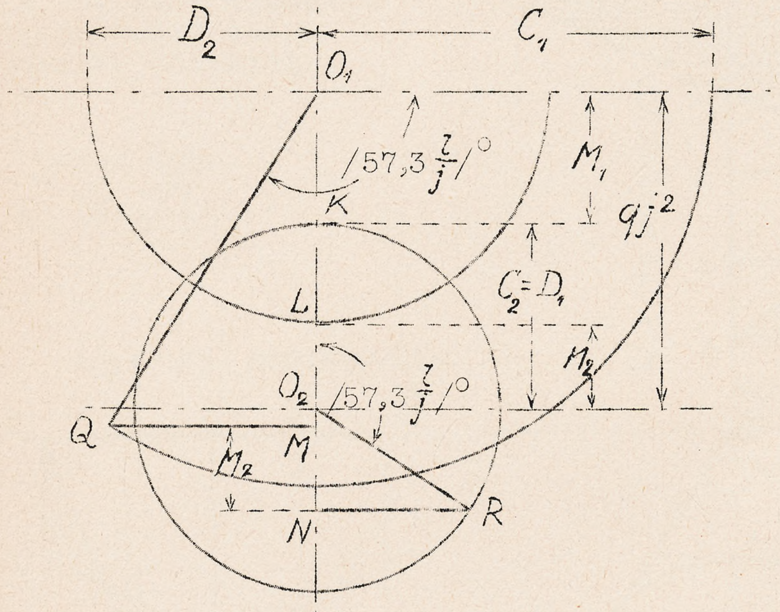
$$O_1Q = \frac{O_1M}{\sin\frac{l}{j}} =$$

$$= - \frac{D_2 - D_1 \cos \frac{l}{j}}{\sin \frac{l}{j}} = - C_1$$

jako sprawdzian mamy warunki $MN = LO_2$,kąt /57,3 $\frac{l}{j}$ /° powinien być odmierzony bardzo dokładnie,w przeciwnym razie bowiem,otrzymujemy zupełnie błędne wyniki.

Wykres momentów gnących w belce A-B.

Po wyznaczeniu wykreślnem spółczynników C_1 i C_2 wyznaczymy z łatwością momenty gnące w bieżącym przekroju belki A-B.



Rys.2

Na przedłużeniu osi belki A-B obieramy punkt O_1 jako środek koła o promieniu C_1 i na prostopadłej do kierunku A-B wystawionej z tego punktu odmierzamy odcinek $O_1O_2 = qj^2$. Z punktu O_2 zakreślamy koło o promieniu C_2 ,poczem odmierzamy kąt /57,3 $\frac{l}{j}$ /° na obu okręgach,jak widać z rys. 3. Otrzymane w ten sposób długości łuków i belkę A-B dzielimy na jednakową ilość części równych /na rys.3 przyjęto podział na 4 części/ i krzywą momentów otrzymujemy przez rzutowanie odpowiednich punktów podziału łuków na pionowe wystawione z punktów na belce A-B. Krzywa momentów ograniczona jest przez dwie krzywe,z których pierwsza reprezentuje wyraz $C_1 \sin \frac{x}{j}$ we wzorze /3/,druga zaś pozostałą wartość momentu. Jak widać z rys.3 odcinek pionowej z punktu np.2 na okręgu C_1 jest równy $C_1 \sin \frac{x}{j}$ /o znaku ujemnym ze względu na znak spółczynnika C_1 / podobnież dla okręgu C_2 wypada

$$qj^2 + C_2 \cos \frac{x}{j}$$

/ze względu na znak C_2/,a więc odcinek 2'2'' ,stanowiący sumę obu wyrazów,reprezentuje wartość momentu w przekroju obranym,jak wynika ze wzoru /3/. Skala momentów odpowiada skali przyjętej dla promieni C_1 i C_2 .

Wykres sił tnących dla belki A-B.

Wartość siły tnącej w przekroju bieżącym belki otrzymujemy przez różniczkowanie równania /3/:

$$\frac{dM}{dx} = S = \frac{1}{j}\left(C_1 \cos \frac{x}{j} - C_2 \sin \frac{x}{j}\right) \qquad /5/$$

i dla geometrycznego określenia tej wielkości skorzystać możemy z rys.3. Belkę A-B umieszczamy na przedłużeniu średnicy pionowej koła i przez punkty podziału prowadzimy linje poziome.

Wykres sił tnących otrzymuje się,analogicznie do wykresu momentów,przez rzutowanie punktów podziału okręgów kół na poziome,wychodzące z odpowiednich punktów podziału prostej A-B. Otrzymane w ten sposób

wielkości sił tnących podane są w skali j razy mniejszej od skali momentów, jak widać ze wzoru /5/. Mając wykresy momentów i sił tnących, znajdujemy z łatwością maksymalną wartość momentu, w przekroju odpowiadającym zerowej sile tnącej.

Wykres odkształceń belki A-B.

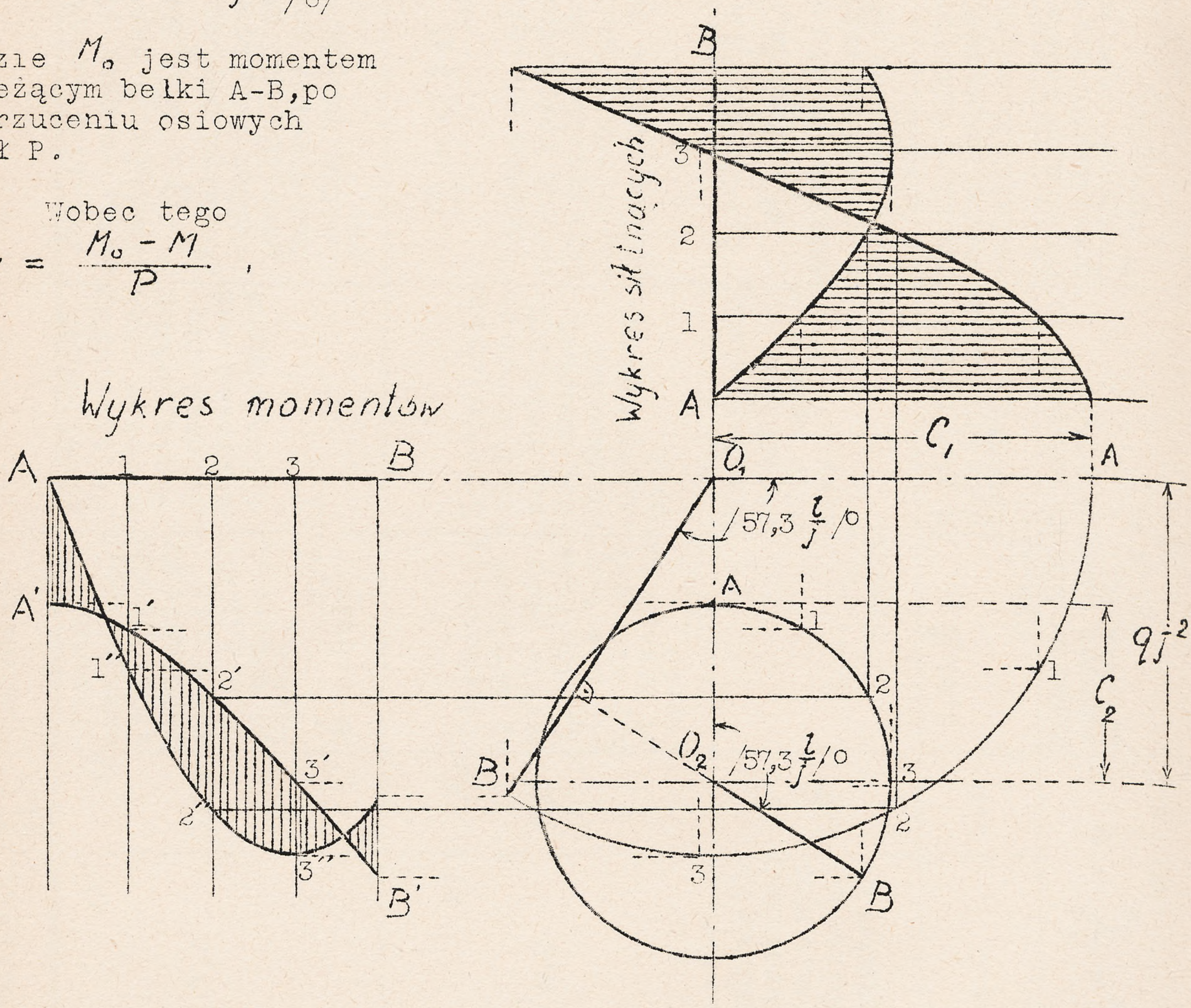
Wielkości odkształceń belki otrzymać możemy ze wzoru

$$M = M_o - Py \qquad /6/$$

gdzie M_o jest momentem bieżącym belki A-B, po odrzuceniu osiowych sił P.

Wobec tego

$$y = \frac{M_o - M}{P},$$



Rys. 3.

a więc wartość odkształceń belki otrzymać możemy z wielkości momentów M_o i M.

Przy wykresie momentów dogodną jest skala P krotna, gdyż w tym wypadku otrzymujemy naturalne wielkości odkształceń.

---oooOooo---

PRZEPISY WYTRZYMAŁOŚCIOWE

dla szybowców-żaglowych na zawody w 1933r.

Normy procznosti dlja płanjerow-paritjoljej po konkursu 1933g.

Samolet Nr.4, Kwiecień 1933r.

SKRZYDŁO.

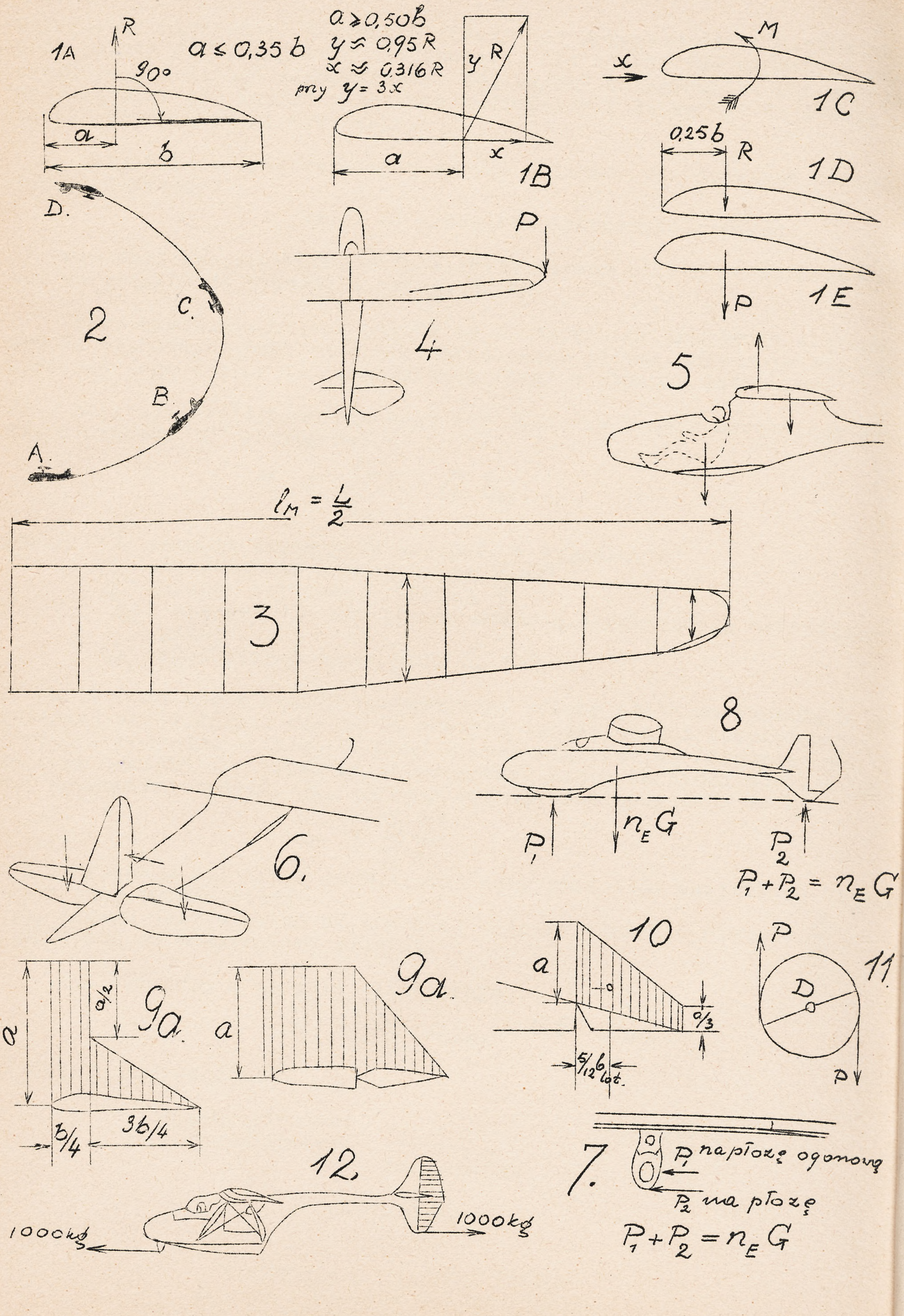
Wypadek	Określenie	Spółczyn. obciąż. statycznego dla normalnych	Spółczyn. obciąż. statycznego dla akrobacyjnych	Punkt przyłożenia wypadkowej	Kierunek wypadkowej	U w a g i
A.	Wyrwanie z lotu nurkowego na kąt pierwszej maksymalnej siły nośnej, patrz rys.2. Obliczenie skrzydła na gięcie.	1) 7,0	1) 10,0	Przednie skrajne położenie środka parcia, ale nie dalej niż $a = 0{,}35\,b$ od brzegu natarcia. rys.1A b - cięciwa	Prostopadły do cięciwy lub, w razie posiadania, podług dmuchań lub obliczeń aerodynamicznych	Jeżeli G - ciężar w locie, a G_{pl} - ciężar płata - to obciążenie skrzydła $Q = \frac{G - G_{pl}}{2}$ Rozkład obciążenia w kg/m wzdłuż rozpiętości proporcjonalnie do cięciw lub w razie posiadania podług danych dmuchania.
B.	Wyrwanie z lotu nurkowego w stromy lot ślizgowy patrz rys.2. Obliczenie skrzydła na skręcanie i zginanie/oddzielnie/. Obliczenie skrzydła na zginanie od oporu czołowego w płaszczyźnie cięciw.	2) 6,0	2) 8,0	Odpowiadający środkowi parcia przy $C_y = 0{,}2\,C_{y\,max}$ ale nie bliżej niż $0{,}5\,b$ od brzegu natarcia rys.1B.	Z pochyleniem 3:1. W razie posiadania, podług dmuchań lub obliczeń aerodynamicznych.	$C_y = 0{,}2\,C_{y\,max}$ Rozkład obciążenia w kg/m wzdłuż rozpiętości proporcjonalnie do cięciw lub w razie posiadania podług danych dmuchania
C.	Lot nurkowy, patrz rys.2. Obliczenie skrzydła na skręcanie, sprawdzające dla normalnego szybowca, dla akrobacyjnego zaś według spółczyn. n_c	Określa się dla przekroi otrzymanych w wyniku obliczeń na wypadek B.	1,25	— rys.1C.	Działają moment skręcający oraz opór czołowy.	$C_y = 0;\ C_m = C_{m_0}$ 2) $M_c = \frac{C_{m_0} \cdot G \cdot b_m}{C_a}$ kgm. Rozkład momentu skręcającego wzdłuż rozpiętości proporcjonalnie do kwadratów cięciw.
D.	Lot krzywolinjowy na plecach, patrz.rys.2. Obliczenie skrzydła na gięcie.	4,0	5,0	$0{,}25\,b$ rys.1D.	Z góry na dół prostopadle do cięciwy.	Rozkład obciążenia w kg/m wzdłuż rozpiętości, proporcjonalnie do cięciw.
E.	Lądowanie na dwa punkty Obliczenie skrzydła na gięcie.	$n_e = \frac{20}{l_w} + 4$ patrz rys.3.		Wzdłuż środków ciężkości odcinków skrzydła. rys.1 E.	Prostopadle do cięciwy.	Rozkład sił bezwładności zgodnie z konstrukcją skrzydła. l_w - długość części wolnonośnej skrzydła.

KADŁUB

A_F	Wyrwanie z lotu nurkowego na kąt pierwszej maksymalnej siły nośnej/rys.5/ Obliczenie przedniej części kadłuba do zamocowania skrzydeł włącznie - na zginanie.	7,0	10,0	W środku ciężkości przedniej części kadłuba z pilotem, ale nie bliżej niż w środku ciężkości siedzącego pilota.	W dół prostopadle do cięciwy.	Ciężar pilota wraz ze spadochronem wszędzie 80 kg.
B_F	Skręcanie i zginanie kadłuba pod wpływem jednoczesnego obciążenia opierzeń pionowego i poziomego.rys.6. Obliczenie kadłuba od zamocowania opierzeń do umocowania skrzydeł włącznie.	Obciążenia. $\frac{n_c \cdot M_c}{R_g \cdot S_g}$ ale nie mniej niż $6\,p$ kg/m^2	$\frac{1{,}25\,M_c}{R_g \cdot S_g}$	Na osiach zawias sterów.	Prostopadle do cięciwy sterów w położeniu zerowem.	$p = \frac{G}{S}$ $R_g \cdot S_g$ -moment statyczny płaszczyzny opierzenia poziomego względem środka ciężkości szybowca. S -powierzchnia płata.
D_F	Lądowanie z uderzeniem bocznem. Obliczenie przedniej części kadłuba na zginanie do przekroju zamocowania zastrzałów, skrzydła i płozy ogonowej./rys.7/włącznie.	Spółcz.obciąż.statyczn. 1,0	1,2	W środku ciężkości szybowca.	Prostopadle do płaszczyzny symetrji.	Rozkład obciążenia na płozę i płozę ogonową zgodnie z wypadkiem E_F patrz.rys.8.
E_F	Lądowanie na 2 punkty. Obliczenie przedniej części kadłuba na zginanie w przekroju zamocowania zastrzałów, skrzydła i płozy ogonowej./rys.8/	Spółcz.obciąż. statycznego 5,0	7,0	W środku ciężkości szybowca.	Prostopadle do płaszczyzny lądowania.	W razie nieobecności amortyzacji dla wszystkich szybowców żaglowych przyjmuje się $n_{cF} = 10{,}0$
F_F	Uderzenie końcem skrzydła o ziemię. Obliczenie pilonu i umocowania kadłuba do skrzydła /rys.4/	Siła. 50 kg	70 kg	Na końcu skrzydła.	Od przodu do tyłu w płaszczyźnie cięciw.	

STEROWANIE.

Obciążenie sterów odpowiadające wypadkowi C dla skrzydeł.	Obciążenia. $\frac{n_c \cdot M_c}{R_g \cdot S_g}$, ale nie mniej niż 6 p kg/m^2.	$\frac{1{,}25\, M_c}{R_g \cdot S_g}$	Rozkład obciążenia w kg/m wzdłuż rozpiętości proporcjonalnej do cięciw, wzdłuż cięciw-patrz rys. 9a i 9b.	Prostopadle do cięciwy opierzeń odpowiednio pionowego i poziomego.	Uwaga: obciążenia jednostkowe p kg/m^2-stałe. - n_c przyjmuje się dla normalnego szybowca to, które otrzymuje się w wyniku sprawdzenia wytrzymałości jego na skręcanie w wypadku "C".
Obciążenie lotek, odpowiadające wypadkowi B skrzydeł.	6 p kg/m^2	8 p kg/m^2	Obciążenie w kg/m wzdłuż rozpiętości proporcjonalne do cięciw, wzdłuż cięciw patrz rys. 10	Prostopadle do płaszczyzny cięciw.	
Siła na drążek sterowy od pilota i do pilota.	100kg	130kg	W odległości 50mm. w dół od końca drążka sterowego.	Prostopadle do osi drążka.	Obliczenie całego napędu sterowania oraz jego zamocowania do cybantów a także ich umocowanie do sterów włącznie, przeprowadza się podług siły na drążek, koło sterowe lub orczyk. Jeżeli siły w napędzie sterowania, otrzymane od obciążenia sterów, są większe od sił wywieranych przez pilota, to obliczenie przeprowadza się na te siły.
Siła na drążek sterowy w prawo i w lewo od pilota.	50kg	65kg	W odległości 50mm w dół od końca drążka sterowego.	Prostopadle do osi drążka.	
Siła na orczyk od pilota z każdej strony lub na każdy pedał.	100kg	130kg	W zależności od konstrukcji.		
Siła na obwodzie koła sterowego od każdej ręki. /rys.11/.	25kg	32,5kg	Na obwodzie koła sterowego.	W przeciwne strony w płaszczyźnie obwodu.	- Moment na kole sterowym $M = P.D$ gdzie P - siła równa 25 lub 32,5kg. D - średnica koła sterowego.
Jednoczesna siła na hakach: przednim i tylnym /rys.12/.	1000kg.	1000Kg	Na hakach przednim i tylnym.	W kierunku linki ciągnącej.	Dla obliczenia obydwóch haków /przedniego i tylnego/ oraz części pośrednich, przenoszących siłę.
Obciążenie siedzenia	500kg	700kg	Równomiernie na powierzchnię siedzenia.	Prostopadle do płaszczyzny cięciw skrzydła.	


1A
R
$a \leq 0{,}35\,b$
90°
a
b
$a \geq 0{,}50\,b$
$y \approx 0{,}95\,R$
$x \approx 0{,}316\,R$
przy $y = 3x$
y
R
a
x
1B
M
x
1C
0,25 b
R
1D
P
1E
D.
C.
2
B.
A.
P
4
5
$l_M = \frac{L}{2}$
3
8
P_1
$n_E G$
P_2
$P_1 + P_2 = n_E G$
6.
a
a/2
9a.
b/4
3b/4
a
9a.
10
a
a/3
5/12 b lot.
P
D
11.
P
12.
1000kg
1000kg
7.
P_1 na płozę ogonową
P_2 na płozę
$P_1 + P_2 = n_E G$

NAPREŻENIA.

Naprężenia niszczące: W wypadku jeżeli nie przeprowadzono niezbędnych prób, poleca się przyjmować następujące: dla sosny: 700 kg/cm^2 na rozciąganie, 400 kg/cm^2 na ściskanie, 600 kg/cm^2 na zginanie. Dla sklejki na ścinanie: 130 kg/cm^2 w ściance podłużnicy i 65 kg/cm^2 na brzegu na tarcia pracującym na skręcanie.

Wszystkie siły otrzymane w wyniku obliczeń wg. podanych przepisów są niszczące.

Uwagi do przepisów wytrzymałościowych.

1/ Przy obliczeniach wytrzymałościowych ciężar pilota ze spadochronem we wszystkich wypadkach wynosi 80 kg.

Przy wyważaniu, ciężar pilota ze spadochronem przyjmuje się równym 74 kg, budując szybowiec dla określonego pilota, przyjmuje się rzeczywisty jego ciężar ze spadochronem /9kg/ w ubraniu lotniczem.

2/ W celu ujednostajnienia, poleca się obliczać moment skręcający skrzydło w wypadku "C" podług wzoru:

$$M_s = \frac{C_{m_0}}{C_{x_0}} \cdot G \cdot b_m,$$

gdzie M_s -moment skręcający skrzydło w wypadku "C"
C_{m_0} -spółczynnik momentu przy $C_y = 0$
G -ciężar szybowca w locie;
b_m - cięciwa dla określenia momentu skręcającego skrzydło/patrz niżej/.
C_{x_0} -spółczynnik oporu przy $C_y = 0$;

3/ b_m określa się w sposób następujący: połowę płata narysowaną w określonej skali, dzieli się na 10 równych części wzdłuż rozpiętości /rys.3/. Pośrodku każdego odcinka mierzy się cięciwę /średnią dla każdego odcinka/, przyczem na zaokrąglonem końcu skrzydła można zbudować równoważny trapez. b_m określa się wg. następującego wzoru

$$b_m = \frac{\Sigma b^2}{\Sigma b}$$

t.j. otrzymuje się drogą podzielenia sumy kwadratów wszystkich cięciw przez sumę tychże cięciw.
b_m zawsze jest większe od średniej cięciwy skrzydła, równej $\frac{S}{L}$ i mniejsze od maksymalnej cięciwy.

Dla skrzydła o obrysie eliptycznym:

$$b_m = \frac{8}{3\pi} \cdot b_{max} = 0,85 \cdot b_{max}$$

4/ Ciężar przyrządów:

wysokościomierz	0,42 kg
szybkościomierz	0,58 "
" /variometr/	0,80 "

---oooOooo---

NARZĘDZIA Z TWARDYCH STOPÓW
Cemented Carbide Cutting Tools
Malcolm F.Judkins and William C.Uecker
Machinery, June 24, 1933.

Obecne wyniki w dziedzinie twardych stopów zostały osiągnięte dopiero po przezwyciężeniu szeregu poważnych przeszkód. Prace prowa-

dzone w tym kierunku doprowadziły do ujęcia w następujący sposób możliwych przyczyn,utrudniających posługiwanie się tym nowym materjałem narzędziowym.

1. Oddzielanie się nakładki od trzonka.
2. Zmniejszanie się kąta przyłożenia do zera pod wpływem zużywania się materjału narzędzia.

3. Ścieranie,wyszczerbianie i odpryskiwanie ostrza noża.
4. Zmiękczanie i odkształcanie nakładki pod połączonem działani ciśnienia i gorąca.
5. Powstawanie w nakładce pęknięć,przyczyniających się do zadrapywania powierzchni obrabianej lub do pęknięcia nakładki.
6. Wytwarzanie się pod wpływem wiórów wgłębienia w nakładce , mogącego spowodować ścięcie części narzędzia ; dla usunięcia wgłębienia konieczne jest zeszlifowanie znacznej części materjału nakładki.
7. Tworzenie się w nakładce drobnych nadgryzień wywołanych powstawaniem podczas przerywanej pracy wtórnych ostrz,złożonych z wióró lub też będących wynikiem zmęczenia powierzchniowego.
8. Nierówna krawędź wióra wyżłabia górną powierzchnię narzędzia podczas gdy odsadzenie na powierzchni materjału obrabianego staje si przyczyną powstawania rowka z boku nakładki. Dla usunięcia tych rowków niezbędnem jest zdjęcie z powierzchni nakładki znacznej ilości materjału.

Każdy rodzaj nakładki z trzonkiem w połączeniu z określonemi katami natarcia i przyłożenia,zastosowany do pewnej roboty,posiada jakąś krańcową,krytyczną wartość wytrzymałości na uszkodzenie. Uszkodz nie zachodzi jedynie w razie przekroczenia spółczynników,właściwych dla rozpatrywanego wypadku.

Powodzeniu narzędzi z twardych stopów towarzyszyło zawsze takie przygotowanie roboty,że żadna z podanych wyżej przyczyn powodujących zaburzenia w pracy,nie występowała. Przytoczone uprzednio wypadki były napotykane przy przystosowywaniu narzędzi z twardych stopów do obróbki metali. Każdy z nich był starannie badany,poczem przedsiębrano kroki,zmierzające do ulepszenia narzędzia i sposobu jego zastosowan

Pierwszy Moissan stwierdził znaczną twardość węglika wolframu, której towarzyszyła porowatość połączona z kruchością. Produkt ten został przez niego otrzymany w piecu elektrycznym w wyniku stopieni wolframu w obecności węgla.

Heinrich Baumhauer,będąc w poszukiwaniu zastępczego materjału, dla djamentu z którego możnaby wykonać oczko dla przeciągania cienki drucików metalowych,wpadł na pomysł zapełnienia porów węglika wolframu stopionem żelazem. Z materjału tego były wykonane oczka dla przeciągania drucików wolframowych w zakładach Osram Lamp Works.

Schroter, Strauss i ich współpracownicy weszli na drogę prasowania pod ciśnieniem hydraulicznem mieszaniny sproszkowanego kobaltu i węglika wolframu oraz spiekania otrzymanej cegiełki w atmosferze redukującej,przy temperaturze znacznie niższej od punktu topliwości węglika wolframu.

Dalszym krokiem było zdanie sobie sprawy,że wytrzymałość i twar dość otrzymanego stopu może być dowolnie dobierana przez zmienianie zawartości środka łączącego,wymiaru cząsteczek, temperatury spiekani i innych zmiennych.

Twarde stopy oparte na węgliku wolframu są dziś niezastąpione dla obróbki żeliwa i materjałów niemetalicznych. Obróbka stali przy ich pomocy nie zawsze daje dobre wyniki,ze względu na powstające prz tem wgłębienie na powierzchni narzędzia i wydzielanie się znacznych

ilości ciepła przy dużych szybkościach skrawania.

Dodatek węglika tantalu w tej ilości jaka może być zawarta w środku łączącym węglik wolframu jako roztwór stały utrudnia tworzenie się wgłębienia i wywiera działanie chłodzące. Węglik tantalu nie jest jednak tak wytrzymały, jak węglik wolframu. Jeśli zajdzie potrzeba zastosowania twardego stopu zawierającego przewagę węglika tantalu nad węglikiem wolframu, wówczas należy go wzmocnić używając zamiast kobaltu takiego środka wiążącego, któryby był dostatecznie ciągliwy przy odpowiedniej twardości. Ciągliwość zapobiega wykruszaniu się stopu podczas obróbki, twardość zaś pozwala na uniknięcie odkształceń.

Rodzaj roboty, wykonywanej w takich zakładach, jak wytwórnie samochodów, nie wymaga zbierania wiórów o dużym przekroju ani znacznych posuwów. Warstwa usuwana z powierzchni surówek i nowowczesnych odlewów rzadko przekracza 1,6 do 6,4 mm. Dla tych robót wykańczających i poprzedzających je przygotowuje się obecnie nowy gatunek twardego stopu. Stwierdzono, że niewielki dodatek węglika tytanu do mieszaniny węglików wolframu i tantalu lub do samego węglika wolframu przyczynia się w dużej mierze do zwiększenia twardości i odporności na ścieranie tych stopów.

Konieczność zachowania środków ostrożności.

Wiadomo, że projektowanie narzędzi poddawanych obróbce cieplnej i wytrzymujących znaczne obciążenia podczas pracy wymaga daleko posuniętej ostrożności. National Metals Handbook podaje, jakie środki ostrożności należy zachować, chcąc osiągnąć maximum korzyści przy posługiwaniu się narzędziami, wykonanemi ze stali szybko-tnącej. Przy projektowaniu narzędzi z twardych stopów należy tak samo, jak przy stali szybkotnącej, unikać ostrych krawędzi, nagłych zmian przekroju, oraz wszelkich miejsc, sprzyjających powstawaniu zwiększonych naprężeń, jak gwintów lub nacięć.

Dla zapobieżenia uszkodzeniom narzędzi z twardych stopów należy zwrócić jeszcze baczniejszą uwagę na prawidłowe projektowanie narzędzia, aniżeli w wypadku zastosowania jednego z dawniejszych materjałów narzędziowych. Wybitne właściwości i ogromne możliwości tych stopów usprawiedliwiają w pełnej mierze zachowanie wielkiej ostrożności przy ich używaniu. Niezwrócenie na to uwagi naraża na zawód.

Wprowadzenie twardych stopów do obróbki metali stanowiło niezwykle silny bodziec dla posunięcia naprzód techniki obróbki metali i było przyczyną tak starannych i przemyślanych badań do jakich przedtem nie pobudził żaden inny materjał narzędziowy.

Czynniki wpływające na konstrukcję narzędzi.

Konstrukcja narzędzi znajduje się pod wpływem następujących ważnych czynników:

1. Własności materjału narzędziowego.
2. Własności materjału obrabianego.
3. Występujące czynności obróbkowe.
4. Warunki i cechy charakterystyczne obrabiarki.
5. Wymagana produkcja, wykończenie, dokładność i koszt.

Własności twardych stopów i sposób ich wytwarzania są dobrze znane z publicystyki technicznej. Ze stopów tych korzysta się wtedy, jeśli się chce uzyskać ostrze, wytrzymujące dłuższy okres pracy i usuwające materjał szybciej, niż inne materjały. Odporności twardych stopów na zużycie towarzyszy wysoka twardość, cenna zwłaszcza przy wysokich temperaturach. Niepodobieństwem byłoby żądać znacznej ciągliwości

przy takiej twardości, należy zatem przystępować do konstrukcji narzędzi z tych materjałów mając na uwadze ich stosunkowo małą wytrzymałość w kierunku poprzecznym i nieznaczną ciągliwość.

Przed przystąpieniem do projektowania narzędzi należy się możliwie dobrze zapoznać z własnościami materjału obrabianego. Twarde stopy mogą być użyte do obróbki jakiegokolwiek materjału bez względu prawie na jego stan fizyczny. Nie należy jednak mimo to zapominać o możliwości znacznego podniesienia wydajności obróbki przez poznanie w razie potrzeby taką zmianę składu chemicznego lub stanu obrabianego materjału, która doprowadzi do pełnego wyzyskania korzyści, umożliwionych dzięki twardym stopom. Przed rozpoczęciem pracy zapomocą nowych narzędzi należy zatem zbadać skład, twardość Brinella, wytrzymałość na rozerwanie i ewentualną obróbkę cieplną obrabianego materjału.

Jeżeli obróbce ma podlegać stal węglista, wówczas należy się starać aby otrzymać budowę kulkową, wówczas bowiem, kiedy prawie cały węgiel znajduje się poza rostworem pod postacią kuleczek perlistych, działanie zużywające ostrze narzędzia jest najsłabsze.

Twarde stopy będą skrawać bez trudności utwardzoną i zanieczyszczoną warstwę na powierzchni odlewów żeliwnych, jak również żeliwo białe i lane w kokili oraz niewyżarzone. Dla przedłużenia używalności narzędzia należy doprowadzić do wydzielenia się grafitu, zahartować kokilę i pozbyć się białych, łatwo wykruszających się krawędzi, stosując jako dodatek nikiel lub inne domieszki. Pożądane jest wyżarzanie takich odlewów, jak tłoków, bloków cylindrów, podstaw i stojaków silnika.

Obrabiarka i sama obróbka pozostają między sobą w ścisłym związku. Rodzaj czynności i charakterystyka obrabiarki wskażą na potrzebny gatunek stopu i głębokość, posuw oraz szybkość skrawania. Ilość sztuk produkowanych, ich wykończenie, dokładność i koszt są to czynniki zależne od siebie, których ustalenie jest konsekwencją kroków przygotowawczych, poczynionych podczas projektowania narzędzi.

Projektowanie narzędzi dzieli się na następujące punkty:

1. Sposób przymocowania nakładki do trzonka.
2. Wymiar nakładki i trzonka.
3. Profil ostrza skrawającego.
4. Kształt nakładki i trzonka.
5. Przygotowanie ostrza.
6. Kąty skrawania.
7. Ustawienie narzędzia.
8. Zamocowanie narzędzia i uchwyty dla sztuki obrabianej.
9. Dobór szybkości skrawania, posuwu i głębokości.
10. Dobór chłodziwa.

Przymocowanie nakładki do trzonka.

Narzędzia omawianego typu mają budowę złożoną, w której część pracującą tworzy nakładka z twardego stopu, podtrzymywana przez stalowy trzonek. Sposób przymocowania nakładki do trzonka musi być tego rodzaju, aby wytworzone połączenie opierało się działaniu sił i temperatur występujących podczas pracy i było przytem wolne od naprężeń, spowodowanych spawaniem lub lutowaniem.

Środki stosowane dla przytwierdzenia nakładek ze stali szybkotnącej do trzonków z innego materjału były również wypróbowane dla twardych stopów. Ze względu na znaczną różnicę spółczynników rozszerzalności twardych stopów i stali, służącej do wyrobu trzonków, spawanie zapo

mocą stali,dające niewielką sprężystość połączenia okazało się do tego celu nieodpowiednie. Przy studzeniu narzędzia występowały na granicy dwóch metali naprężenia, doprowadzające do pękania nakładki.

Do tego celu stosuje się dziś prawie wyłącznie czystą miedź,zapewniającą mocne połączenie pomiędzy spawanemi materjałami i posiadającą dostateczną podatność dla uchronienia nakładki od naprężeń,mogących powstać podczas studzenia narzędzia od temperatury lutowania /1120°/. Temperatura topienia miedzi jest dostatecznie duża,aby nie trzeba było obawiać się wyciśnięcia jej z pomiędzy obu metali pod działaniem znacznych sił i temperatur,występujących podczas skrawania.

Lutowanie zapomocą miedzi odbywa się zazwyczaj w piecu elektrycznym o atmosferze wodorowej,typu stosowanego przy wyrobie twardych stopów. Nakładka zostaje ręcznie doszlifowana do kształtu wgłębienia wyfrezowanego w trzonku narzędzia. Obie części podlegają oczyszczeniu w gorącym roztworze ługu sodowego,następnie zaś płucze się je w wodzie i wyciera. Po pokryciu wgłębienia w trzonku boraksem lub innym topnikiem podkłada się pod nakładkę niewielką ilość blaszki miedzianej o grubości 0,08 do 0,13 mm i przymocowuje się wszystko do trzonka drutem nichromowym; całość zostaje jeszcze pokryta pewną ilością topnika i blaszki miedzianej. Po tych przygotowaniach narzędzie umieszcza się w piecu,gdzie pozostaje do chwili,w której miedź zacznie wyciekać z pod nakładki,poczem zostaje przesunięte do komory chłodzącej,otoczonej koszulką wodną, gdzie stygnie w atmosferze wodoru.W ten spsób otrzymane połączenie jest doskonałej jakości,a sam trzonek wychodzi z pieca zachowując powierzchnię całkowicie wolną od tlenków.

Nakładki mogą być również przylutowane na srebro,mosiądz lub bronz,pod warunkiem,żeby płomień był silnie redukujący i żeby lutowanie odbywało się przy zachowaniu zupełnej czystości.

Wymiary trzonka i nakładki.

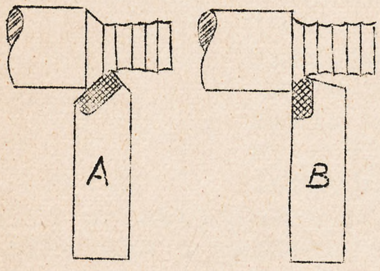
Nakładka i trzonek winny posiadać możliwie duże wymiary,nie powodujące wszakże nadmiernych kosztów. Nakładka powinna być dostatecznie długa lecz nie za długa. Grubość trzonka musi pozwalać na założenie go w suport. Przy zastąpieniu stali szybkotnącej przez twardy stop konieczne jest zwiększenie grubości trzonka przynajmniej półtora raza. Zmniejszanie grubości trzonka i nakładki jest źle zrozumianą oszczędnością,prowadzącą do częstych uszkodzeń narzędzia. Nie obowiązuje to dla narzędzi mniej obciążonych podczas pracy,jak rozwiertaków lub frezów z wstawianemi ostrzami.

Profil ostrza skrawającego.

Dla obróbki materjału ciągliwego,jak np. stali należy dobrać ostrze,zapewniające jaknajmniejsze odkształcanie się wióra. Energja zużywana na odkształcenie się wióra jest stracona i powoduje szkodliwe obciążenie narzędzia. Promień przy końcu narzędzia powinien być możliwie mały,a kąt między skrawającem ostrzem a przedmiotem obrabianym mniejszy od 90°. Z rys. 1 widać,że aczkolwiek przedstawione na nim narzędzia pracują przy tej samej szybkości skrawania i posuwie to narzędzie A będzie trwalsze ponieważ na tę samą długość ostrza przypada mniejsza ilość pracy. Należy o tem pamiętać zwłaszcza przy obrabianiu materjału twardego powodującego szybkie zużywanie się narzędzia,jak np. walce żeliwne,lane w kokilach.

Przy toczeniu walców przyjęte jest używanie narzędzia o prostem ostrzu,posiadającem długość 150 mm i więcej,które jest ręcznie zagłębiane w materjał. Czynność ta zostaje przeprowadzana na sąsiednich częściach walca dopóki cała jego długość nie zostanie obrobiona.Nowe obrabiarki do toczenia walców przesuwają narzędzie w kierunku osi

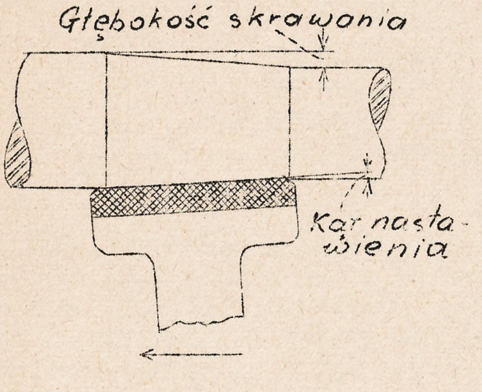
przedmiotu / rys.2/,przyczem narzędzie zostaje ustawione pod kątem, zapewniającym pożądaną głębokość skrawania na długości nieco mniejszej od długości narzędzia.



Rys.1

Miejsce największego zużywania się ostrza.

Zasady konstrukcji rozwiertaków i frezów czołowych uczą,że dla brania w pewnych wypadkach wiórów wykończających ostrze powinno posiadać fazę pod kątem 45°,jak pokazano na rys 3 pod A. Należy przytem wykonać fazę dobraną do głębokości skrawania,aby nie otrzymać zniekształconego wióra,pokazanego na rys.3 B. Załamania profilu noża powinny być zaokrąglone lub złamane,doświadczenie bowiem uczy,że zużycie daje się najwięcej we znaki tam,gdzie ostrze zmienia gwałtownie kierunek.Jest to przedstawione na rys 4 pokazującym rozdział zużycia wzdłuż ostrza freza po obróbce szarego żeliwa,przed oddaniem narzędzia do przeszlifowania.

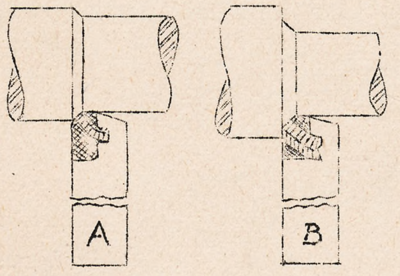


Rys.2

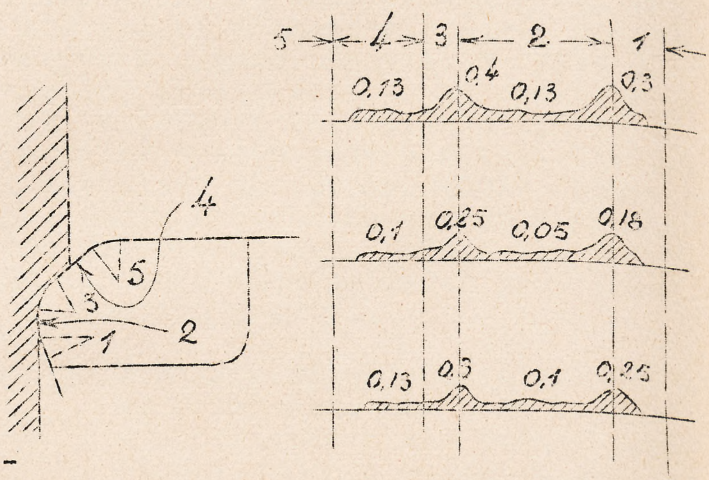
Dla obróbki zgrubnej zakończenie narzędzia według Taylora służy temu samemu celowi,co i narzędzie przedstawione na rys.1 A,zbiera bowiem wiór na większej długości,niż to robi narzędzie o ostrzu prostopadłem do kierunku posuwu. Nóż o okrągłem ostrzu również zapobiega drganiom ponieważ daje wiór o zmiennej grubości /rys.5/.

Kształt nakładki i trzonka.

Dobór kształtu nakładki następuje po wzięciu pod uwagę szeregu czynników. Winien on być tego rodzaju, aby po ostatniem przeszlifowaniu resztka materjału nie marnowała się. Należy ponadto pamiętać by w staraniu do jaknajoszczędniejszego zaprojektowania umieszczenia nakładki z twardego stopu nie stracić



Rys.3

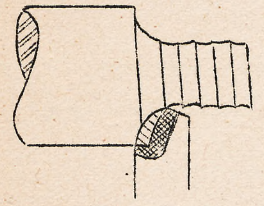


Rys.4

z oczu łatwości wykonania narzędzia.

Nakładka powinna spoczywać we wgłębieniu trzonka w ten sposób,aby podstawa i boki jej znajdowały mocne oparcie o odpowiednie powierzchnie trzonka. Na szeregu rysunków pokazano parę przykładów prawidłowego i fałszywego wykonania narzędzi. Rys. 6 przedstawia nóż krążkowy źle zaprojektowany,

ponieważ w miarę przeszlifowywania grubość nakładki przy ostrzu będzie się stale zmniejszać,podczas gdy grubość u podstawy pozostanie prawie bez zmiany. Komplikacja ta nie zachodzi przy użyciu na nóż krążka jednorodnego jak np. stali szybkotnącej. Nóż według rys.7 posiada duże zalety. Krążek jest wykonany z dwoma wykrojami,z których jeden jest przeznaczony dla wlutowanej weń nakładki,drugi zaś,wykonany piłą,ma za zadanie usunięcie obwodowych naprężeń,wywołanych lutowaniem. Dobre podparcie nakładki z obu stron pozwala na nadanie jej odpowiedniego profilu bez obawy o wykruszenie ostrza. Po uczynieniu tego zbędny materjał w sąsiedztwie nakładki zostaje usunięty.



Rys.5

W miarę przeszlifowywania narzędzia nakładka pozostaje grubsza u wierzchołka niż u podstawy co pozwala na wyzyskanie do końca jej materjału.

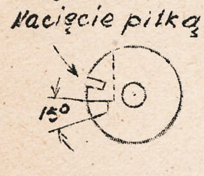
Powyższe uwagi tyczą się oczywiście takich narzędzi,przy których zależy na zachowaniu niezmiennego położenia ostrza względem środka noża. Noże krążkowe dla mosiądzu i innych miękkich materjałów mogą być wykonane według rys.6 i przeszlifowane w miarę zużycia równolegle do górnej powierzchni. Pociąga to za sobą wzrost odległości ostrza od osi noża i kąta przyłożenia,co nie jest groźne ze względu na niewielkie naciski,towarzyszące skrawaniu mosiądzu.



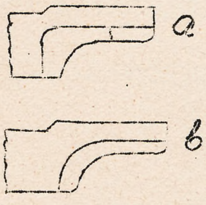
Rys.6

Rys. 8 a pokazuje płaskie narzędzie profilowe używane dla toczenia czopów mosiężnych,które stale pękało we wskazanem miejscu. Pod b pokazano to samo narzędzie po przekonstruowaniu. Widać stąd konieczność unikania przekrojów nagle zmieniających się. Znaczna różnica pomiędzy spółczynnikami rozszerzalności twardych stopów i stal ogranicza swobodę w dobieraniu odpowiednich wymiarów części wykonanych z obu metali. W temperaturze krzepnięcia materjału lutującego /1085o dla miedzi/ trzonek stalowy jest jeszcze rozszerzony wobec czego dalsze kurczenie się jego jest połączone z powstawaniem naprężeń w metalu lutującym lub w nakładce z twardego stopu.

Należy unikać nakładek,oddzielonych od zewnętrznej powierzchni trzonka ścianką 1,6 do 3,2 mm,gdyż istnieje niebezpieczeństwo że cienka ścianka stalowa odkształci się podczas stygnięcia,osłabiając połączenie lub powodując pęknięcie. Tam gdzie warunki wymagają tak małej szerokości narzędzia, poleca się raczej poszerzenie samej nakładki wpoprzek całego trzonka. W razie konieczności zabezpieczenia nakładki przed naciskiem bocznym należy ją zaopatrzyć w specjalny występ według rys.9. Otrzymuje się w ten sposób narzędzie bardzo mocne. Linja kropkowana wskazuje,że ten sposób przytwierdzenia nadaje się zarówno do narzędzi zaokrąglonych przy końcu jak i o ostrzu prostym.



Rys.7

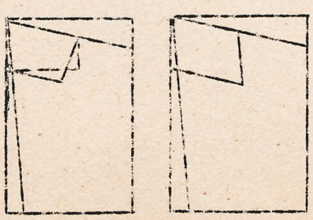


Rys.8

Ważną jest kwestja odpowiedniego kształtu wgłębienia dla nakładki w trzonku. Dla noża o pochyłych ściankach nie będzie odpowiedni żaden z podanych z lewej strony ,rys.10,kształtów nakładki. Naznaczony linją ciągłą będzie w miarę szlifowania przylegał na coraz mniejszej płaszczyźnie do trzonka,podczas gdy drugie rozwiązanie spowoduje zmarnowanie się pewnej ilości



Rys.9



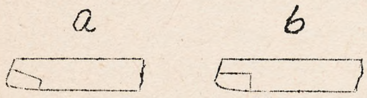
Rys.10

twardego stopu w chwili odrzucenia narzędzia. Właściwem będzie tu wykonanie przedstawione z prawej strony rys 10. Na rys.11 pokazano sposób ukształtowania końcówki wiertła,umożliwiający wyzyskanie całej ilości materjału w miarę szlifowania.



Rys.11

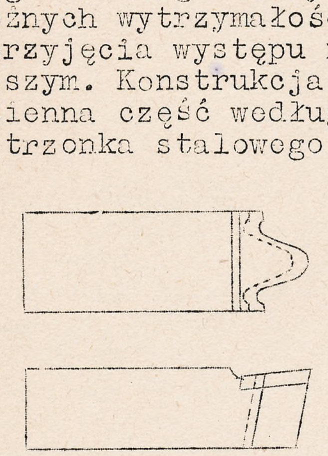
Rys 12 przedstawia narzędzia do obróbki zgrubnej posiadające ten sam profil. W miarę przeszlifowywania tych narzędzi nakładka staje się coraz cieńsza,krótsza i węższa. Konstrukcja według b posiada wyższość nad konstrukcją a ponieważ zapewnia niezmienną szerokość nakładki podczas całego okresu trwania narzędzia.



Rys.12

Rys.13 podaje polecaną konstrukcję narzędzia profilowego. Wykonanie profilu narzędzia gwarantuje niezmienność kształtu ostrza w miarę szlifowania jego wierzchu równolegle do pierwotnego kierunku.

Rys.14 wskazuje sposób przymocowania do trzonka końcówki z twardego stopu dla otrzymania trzpienia lub sprawdzianu stożkowego. Według zasady przyjętej przy łączeniu ze sobą dwóch części o różnych wytrzymałościach wgłębienie na jednej części,przystosowane do przyjęcia występu na drugiej,powinno być wykonane w materjale mocniejszym. Konstrukcja b jest pewniejsza jeszcze dlatego,że jeśli cienkościenna część według a zostanie poddana gorącu wówczas rozszerzanie się trzonka stalowego może doprowadzić do jej pęknięcia.



Rys.13

Kąty narzędzia.

Kąty narzędzia dadzą się podzielić na trzy grupy:

1. Kąty ustawienia czyli kąty ostrza skrawającego z osiami przedmiotu.
2. Kąty przyłożenia.
3. Kąty natarcia.

Jak wyżej nadmieniono używalność narzędzia zależy w znacznej mierze od pochyłego ustawienia ostrza. W pewnych wypadkach natura danej czynności uniemożliwia zachowanie tego warunku,jednak należy się z nim liczyć wszędzie,gdzie to jest możliwe.

Kąty przyłożenia winny być tylko tak duże,jak to jest potrzebne dla uzyskania swobodnego przebiegu skrawania. Naogół wystarcza 4 do 6°,chociaż dla metali miękkich i dla niemetali korzystniej jest stosować kąty większe.



Rys.14

Kąt natarcia ułatwia usuwanie wiórów, zmniejsza ciśnienia pochodzące od posuwu i promieniowe a w wypadku materjałów ciągliwych jak stal zmniejsza stopień utwardzania materjału,nachodzącego na ostrze noża. Miękkie materjały jak glin,wymagają większych kątów natarcia.

Materjały kruche,jak np.żeliwo nie wymagają dużych kątów natarcia , nie są bowiem usuwane w postaci ciągłych wiórów i nie utwardzają się podczas pracy. Przy obróbce mosiądzu kąt natarcia zostaje zmniejszony do zera lub wartości zbliżonej dla tych samych powodów oraz jeszcze dlatego, że narzędzia o dużym kącie posiadają skłonności do

wżzynania się w materjał i do drgań.

Nie jest możliwe ustalenie najkorzystniejszych kątów natarcia dla każdego materjału ponieważ wartość ta będzie się zmieniała w zależności od stanu fizycznego przedmiotu, głębokości, szybkości posuwu i innych zmiennych. Dla każdego rodzaju materjału istnieje pewien zakres wartości, zapewniających korzystne warunki pracy. Tablica I. podaje takie wartości wybrane dka szeregu materjałów.

Ustawienie narzędzia.

Ostrze narzędzia powinno być zawsze ustawione naprzeciwko osi przedmiotu. Aczkolwiek można przytoczyć różne korzyści, płynące z ustawienia narzędzia powyżej lub poniżej tego punktu to jednak okoliczność, że przy tem ustawieniu otrzymuje się właściwy minimalny kąt przyłożenia jest tu decydująca. Ustawienie narzędzia poniżej środka umożliwia zastosowanie narzędzia o jeszcze mniejszym kącie przyłożenia przy toczeniu na średnicy zewnętrznej, powoduje jednak zmianę kąta natarcia i stwarza niebezpieczeństwo werżnięcia się noża w materjał.

Polecane kąty skrawania dla różnych materjałów.
Dane oparte na próbach toczenia na głębokość około 3,2 przy posuwie 0,8 mm/obr poza wyjątkami wskazanemi.

Materjał	Wytrzymałość kg/mm²	Kąty zaszlifow. przyłoż.	bocz.	tyln.	Szybkość skrawan. m/min	Chłodziwo
Żeliwo, B 150-170	13-18	4	10-12	0-4	84-107	
Żeliwo, 1,5% Ni B 170-195	14-20	4	8-10	0-4	76-91	
S.S. 20-30% szmelcu stalowego, 2% Si B 170-195	21-25	4	6-8	0-2	53-76	
Żeliwo, 1% Cr, 3,5% Ni B 210	21-25	4	4-6	0	46-61	
Żel. kuto-lane		5	10-12	6	53-76	
S.A.E 1112 na śruby	49-63	5-8	12-20	6-10	91-122	
SAE 1120 na śruby	49-60	5-8	10-16	5-8	84-107	
SAE 1120 miękka kuta	44-56	4-6	10-14	5-7	76-91	Emulsja
SAE 1035	53-63	4-6	10-12	5-6	76-91	Emulsja
SAE 1050	56-70	4-6	10-12	5-6	53-76	Olej min.siark
SAE 2315 surówki na koła zębate	56-81	4-6	10-12	5-6	46-61	Emulsja
SAE 3120	56-77	4-6	10-12	5-6	46-61	Olej min.siark
SAE 52100	70-88	4-6	10-12	5-6	46-61	
SAE 6150	88-105	4-6	8-10	4-5	38-53	Olej min siark
Nierdzewna 18% Cr 8% Ni	60-77	4-6	10-14	5-7	46-61	" lard siark
Wys. Cr wys. Ni gniazda zaworowe	77-88	4-6	8-10	4-5	30-46	" lard siark
Czysty glin lany	13	8-10	12-16	25-40	152-305	Nafta
Dural Nr.17 ST	42	8	0-3	6	61-91	Nafta
Alcoa Nr.132-LoEx	21	6	8-10	14-18	91-152	Nafta i lard
Miedź walcowana	21	8-12	18-25	4	91-152	Sucho lub sł. /mleko
Lany mosiądz	18	6-8	-	-	152-244	
Bronz lany twardy SAE Nr.62	21	6	6-10	0	76-122	
Bronz fosforowy SAE Nr.64	18	6	4-8	0	46-91	
Szkło/wiercenie/	-	-	-	-	23-46	
Niewypalona glina i porc.		15-30	-	10-15	91-152	

Materjał	Wytrzymałość kg/mm²	Kąty przy łoż.	zaszlifow. bocz.	tyln.	Szybkość skrawan. m/min	Chłodziwo
Komutatory mied' i mika		8-10	16-20	10-15	91-152	
Bakelit		8-10	8-12	4-6	152-244	
Produkty kazeiny		8-12	4-6	0-3	91-152	
Twarda guma		8-10	-	-	91-122	
Walce żeliwne lane w kok.		3	-	0-3	-	

Objaśnienia: B twardość wg.Brinella
SS /Semi Steel/-żeliwo z dodatkiem szmelcu stalowego

Dalszy ciąg w następnym numerze

---oooOooo---

OBLICZANIE UKŁADÓW ODKSZTAŁCAJĄCYCH SIĘ POD WPŁYWEM OBCIĄŻENIA ZEWNĘTRZNEGO.

O rasczete sistjem,dieformirowannych wnierznjej nagruskoj.

inż.S.J.Makarow.

Tiechnika Wozdusznogo Fłota Nr.1 1933.

Obliczenie wytrzymałościowe samolotu ma na celu: z jednej strony możliwie dokładne obliczenie obciążeń powstających w elementach konstrukcji,z drugiej zaś, dobranie podług tych obciążeń najmniejszych przekrojów w celu zmniejszenia ciężaru samolotu.

Poziom nauki o wytrzymałości materjałów stoi dziś dostatecznie wysoko by rozwiązać większość zadań spotykanych w budowie płatowców. W praktyce jednak operuje się często różnymi przybliżonemi metodami, stopień "przybliżenia" prowadzi nieraz do poważnych błędów.

Zaczniemy od metod określania obciążeń zewnętrznych - obliczeniowych. Nie będziemy wchodzić w to,że przyjęty statyczny rozkład obciążeń często nie odpowiada ściśle obciążeniom powstającym w locie i podczas lądowania.

Załóżmy,że dana jest wielkość obciążenia statycznego i prawo jego rozkładu działające na rozpatrywany element konstrukcji.

W dalszym ciągu będziemy oznaczać układy statycznie wyznaczalne przez SW,statycznie niewyznaczalne przez SN. Pierwszym błędem popełnianym przez liczącego jest określenie stopnia SN układu,gdyż zwykle tak jest dużo zbytecznych niewiadomych,że niezbędnem staje się "logiczne" ograniczenie ich liczby. Takie obniżenie stopnia SN robi się na chybił - trafił,bez większego namysłu.

Tymczasem,zadanie to można rozwiązać z dostateczną dokładnością rozsegregowawszy wszystkie zbędne niewiadome na dwie kategorje /małe pierwszego i drugiego rzędu/ i odrzucając, drugą,jako bardzo mało wpływającą na układ. W ten sposób można być pewnym,że wynik obliczeń będzie dostatecznie bliski rzeczywistości.

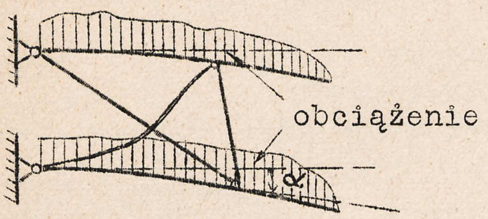
Upraszczać obliczenia należy ostrożnie,gdyż może się okazać,że elementy,które pominięto jako "oczywiście" mało wpływające na kształtowanie się naprężeń w układzie przy próbie statycznej okazują się "nagle" silnie obciążonemi,i wwyniku dają znaczny spadek wytrzymałości konstrukcji.

Drugi błąd,który rozpatrzymy szczegółowiej pochodzi stąd,że dany układ uważany jest za nieodkształcalny,podczas gdy w rzeczywistości konstrukcje lotnicze posiadające mały spółczynnik bezpieczeństwa odkształcają się bardzo znacznie. Odkształcenia te mogą zasadniczo

zmienić rozkład obciążeń, a nawet spowodować czasami wzrost, względnie obniżenie stopnia SN układu.

Tu należy podać szereg konkretnych przykładów z praktyki prób statycznych .

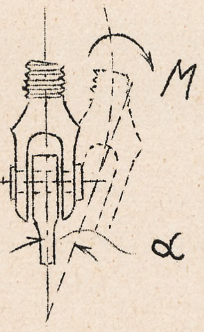
Przy próbie komory jednostojakowego dwupłata zupełnie nieoczekiwanie pękła końcówka widełkowa stojaka, która posiadała spółczynnik bezpieczeństwa znacznie większy od pozostałych obciążonych elementów.



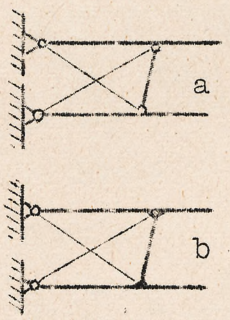
Rys.1

Powód: końcówka widełkowa liczona była na siłę osiową, w rzeczywistości zaś, wskutek odchylenia podłużnicy, a wraz z nią i końcówki okucia /rys.2/ o dość znaczny kąt α, końcówka stojaka opuszczającego się prawie pionowo, została dodatkowo obciążona momentem zginającym / od końcówki okucia na dźwigarze / i nie wytrzymała.

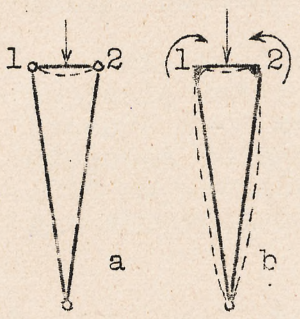
Innemi słowy, układ SW /rys.3a/ podług którego liczono stojak oraz końcówkę i który dzięki obecności luzu w przegubach słupka był zupełnie uzasadniony przy małych odkształceniach, ze wzrostem ich, okazał się niesłusznym i powinien być zastąpiony układem SN /rys.3b/ Otrzymaliśmy w ten sposób podniesienie stopnia SN wskutek wzrostu obciążenia.



Rys.2



Rys.3



Rys.4

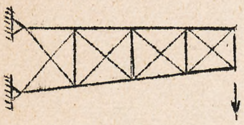
Drugi przykład: przy próbie nogi V podwozia nastąpiło przedwczesne zniszczenie jednej goleni wskutek jej dodatkowego gięcia. Badanie wykazało, że układ obliczeniowy z rys.4a przy wzrastającem obciążeniu powinien być zamieniony na układ z rys.4b, ponieważ wskutek pewnej owalizacji uszek spółczynnik tarcia w przegubach wzrósł o tyle że otrzymaliśmy analogję z prawdziwem zakleszczeniem, pręt zaczął pracować jako belka gięto-ściskana /z momentem na górnym końcu/ i oczywiście nie wytrzymał.

Analogiczne zjawisko można zaobserwować również przy obciążaniu członów kadłubów spawanych, zwłaszcza jeśli w węzłach przyspawane zostały blachy usztywniające, które przy odkształcaniu wywołują momenty w narożach i zamieniają układ przegubowy SW na wieloprzęsłową ramę SN /rys.5/.

To samo można powiedzieć o pracy łoża silnikowego, gdzie wzajemne oddziaływanie momentów w węzłach, powstające przy znacznych odkształceniach, może doprowadzić nawet do zmiany znaków obciążeń.

Bardzo ciekawy wypadek, ilustrujący w sposób poglądowy nieoczekiwane i przykre następstwa liczenia, przyjmując schemat układu nieodkształconego, miał miejsce przy próbie skrzydła jednopłatowca /rys.6/ Ze względu na stosunkowo dużą długość części wolnonośnej układ uległ odkształceniu jak podano linją kreskowaną. Przy tem wygięta do góry

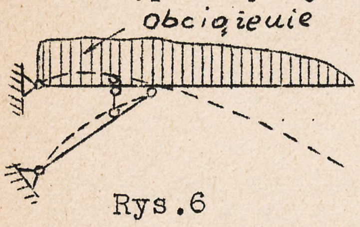
część skrzydła między kadłubem a zastrzałem pociągnęła za sobą zastrzał. W ten sposób układ SW /rys.7a/ zamienił się na SN /rys.7b/ ; zastrzał został dodatkowo obciążony momentem zginającym i pracując jako belka gięto-ściskana został złamany.



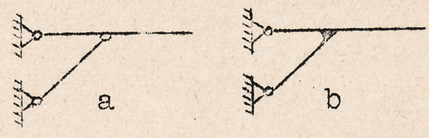
Zmiany schematu przyjętego do obliczeń wskutek odkształceń konstrukcji można spotkać w płatowcu na każdym kroku.

Rys.5

Zwykła kratownica Wirendela pokryta blachą, /rys.8/ używana często w konstrukcji skrzydła i kadłuba, pracuje jako belka do chwili powstania pola poprzecznych cięgnień, później zaś jak kratownica /rys.9/.

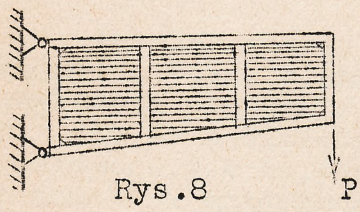


Rys.6

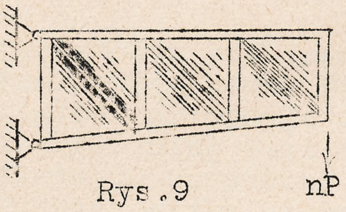


Rys.7

Przy obliczaniu energji potencjalnej uwzględnia się odkształcania prętów o długości rzeczywistej, czasem teoretycznej /do środka węzła/ Innemi słowy odkształcenia samego węzła, który czasami jest niezupełnie sztywny, z góry zakładamy równe zeru. Jednak z rys.10 widać dobrze jak wielkie przesunięcie w kierunku siły może otrzymać końcówka okucia zwłaszcza jeśli sam dźwigar może obracać się około swego średniego położenia.



Rys.8



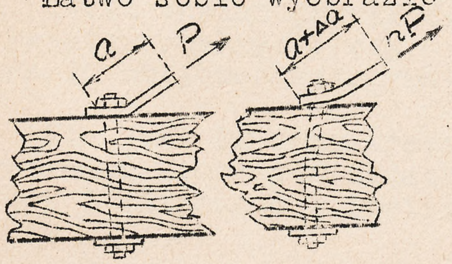
Rys.9

Wielkość tego przesunięcia łatwo może przekroczyć 2 ÷ 3 mm, co przy długości ścięgna np. 1000 mm/wewnętrzne ścięgno skrzydła/da naprężenie w granicach prawa Hook´a:

$$\sigma = \frac{\Delta}{l}\cdot E = \frac{3}{1000}\cdot 2{,}2\cdot 10^{6} = 6600\ kg/cm^{2}$$

t.zn. cyfrę, której pominąć nie wolno, a która nie jest uwzględniana w obliczeniach.

Łatwo sobie wyobrazić jak zostanie zniekształcony rozkład obciążeń wskutek dużych odkształceń układu wielokrotnie SN /pracę SN układów poza zakresem stosowalności prawa Hook´a należy rozpatrywać osobno/.



Rys.10

Oto przykład: przy próbie dwustojakowego dwupłata typu P-1 ugięcie końca skrzydła w chwili zniszczenia wyniosło 105 cm!

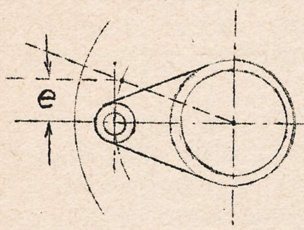
Wreszcie wystarczy spojrzeć na rys 11 /próba statyczna skrzydła francuskiego myśliwskiego aparatu Devoitine D-27/ by przekonać się, że odkształceń w obliczeniach wytrzymałościowych nigdy nie należy zaniedbywać.
Coprawda w danym wypadku pominięcie odkształceń nie zmienia schematu obliczeniowego, ale zato zwykle stosowane wzory stają się niesłuszne.

Istotnie, równanie różniczkowe krzywej ugięcia, w wypadku małych odkształceń, używa się w postaci :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{E.J} \qquad /1/$$

podczas gdy ogólna postać tego równania jest:

$$\frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\left[1+\left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} = \frac{M}{E.J} \qquad /2/$$



Rys.11

Z poprzedniego rysunku /11/ widać, że kąt pochylenia końcowego przekroju wynosi 25÷30° stąd

$$tg^2 30° = \left(\frac{dy}{dx}\right)^2 = 0,577^2 = 0,333$$

i w mianowniku lewej strony równania /2/ zamiast jedności należy ws wić $\sqrt{2,35} \cong 1,53$,to znaczy licząc według uproszczonego wzoru/1/ mo żemy popełnić błąd 50%.

W praktyce spotykamy jeszcze większe kąty . Np.przy odchyleniu 45° $tg^2 45° = 1$, w mianowniku otrzymamy $\sqrt{8} = 2,83$ i błąd dojdzie do 300%! W tych wypadkach należy koniecznie stosować funkcje eliptyczne.

Jeszcze gorzej przedstawia się sprawa z elementami gięto-ściskanemi a także elementami skręcanemi. Np. przy obliczeniu poziomego względnie pionowego opierzeń przyjmuje się,że podłużnica steru opiera się na zawiasach o podłużnicę statecznika pionowego względnie poziomego,jak na elastycznych podporach. Rozkład reakcyj podporowych i momentów przeprowadza się ściśle odpowiednio do sztywności poszczególnych przęseł podłużnicy. Jednocześnie zaś pod działaniem momentu zawiasowego podłużnica steru skręca się zwykle o dość znaczny kąt /8 do 10° a nawet więcej/,czego jednak,nigdy nie uwzględnia się.

Łatwo można zauważyć jakie zniekształcenia w rozkładzie reakcyj i momentów spowoduje zaniedbanie ugięcia pochodzącego od skręcania , przy konstrukcji opory pokazanej na rys.11. Tu błąd może dojść do 200% a nawet i więcej.

Ilość takich przykładów można bez trudu znacznie powiększyć,ale przytoczony wystarczy w zupełności by odczuć konieczność przeprowadzania obliczeń wytrzymałościowych podług schematów odkształconych.

Nie jest tu rozpatrzona jeszcze jedna ważna kwestja,mianowicie powstawanie naprężeń dodatkowych w SN układach wskutek zmiany temperatury i wilgotności powietrza /to ostatnie dla konstrukcyj drewnianych/.

Teraz parę słów o prawidłowym wykorzystaniu spółczynnika bezpieczeństwa. Przyjmując go równym 2,jesteśmy mniej więcej przekonani, że konstrukcja samolotu we wszystkich wypadkach pracuje w zakresie odkształceń sprężystych. Jednakże,jest rzeczą ogólnie znaną,że po lotach akrobacyjnych / przy których zresztą nie przekroczono obciążeń dopuszczalnych/ zachodzi rozregulowanie komory płatowej a często i kadłuba, wskazujące,że ma tu miejsce odkształcenie trwałe. Z tego wynika,że w obliczeniu nie uwzględniono szeregu dodatkowych naprężeń, które obniżyły spółczynnik bezpieczeństwa. Tem niemniej,zmniejszenie napięcia cięgien uważane jest za zjawisko normalne,analiza którego jest zbędna. Jednakże,gdyby nie plastyczność materjału końcówek okuć /zwykle z miękkiej stali/,mogłoby to spowodować nie tylko zmianę sch

matu przyjętego do obliczeń ale doprowadzić do bardzo smutnych następstw.

Ratuje sytuację jeszcze i ta okoliczność, że materjał konstrukcji daje naprężenia niszczące zawsze większe od przyjętych w obliczeniach. I wreszcie, granica sprężystości wszystkich materjałów lotniczych znacznie przekracza 50% doraźnej wytrzymałości.

W ten sposób, nawet zniekształcenie schematu przyjętego do obliczeń /skutkiem odkształceń/, powodujące dużą zmianę w rozkładzie sił, czasami nie jest w stanie zmniejszyć danej kombinacji spółczynników pewności i konstrukcja ku ogólnemu zadowoleniu ulega zniszczeniu przy tem obciążeniu, na które była liczona. W danym wypadku ma miejsce zjawisko analogiczne do interferencji elementów model podczas dmuchania, gdzie jak napewno wiadomo, C_x sumy elementów nie niosących nie równa się sumie C_x tychże części, a jednak czasem zachodzi uderzająca zgodność.

A więc zgodność wyników obliczeń, podług układu nieodkształconego z wynikami prób statycznych nie zapewnia jeszcze bezpieczeństwa i wymaga starannej analizy. Tutaj dużą pomoc projektującemu winny dać pomiary odkształceń elementów naturalnej wielkości, przeprowadzone zarówno w warunkach rzeczywistych jak i przy próbach statycznych. Projektujący mając szereg konkretnych cyfr, będzie odczuwał sztywność konstrukcji i będzie mógł swoje teoretyczne obliczenia kontrolować.

Niemcy zupełnie słusznie ograniczają odkształcenia konstrukcji, wymagając zachowania określonych kątów skręcenia, strzałek ugięcia i częstotliwości drgań układów swobodnych /np.skrzydła/.

Można z całą pewnością stwierdzić, że skrzydło samolotu Devoitine D-27 nie spełnia niemieckich warunków sztywności, pomimo tego, że posiada wprost skandalicznie duży spółczynnik wytrzymałości /około 20 zamiast wymaganych 14/. Potwierdza to częściowo ta okoliczność, że nowy typ tego samolotu / D-37/ posiada już skrzydło podparte a nie wolnonośne.

Streszczając powyższe wywody, można powiedzieć, że określenie ugięć, kątów skręcenia, okresu drgań poszczególnych elementów samolotu i uwzględnienie tych wielkości w obliczeniach jest równie konieczne jak określenie naprężeń w przekrojach niebezpiecznych.

---ooOooo---

OBLICZANIE SPÓŁCZYNNIKA MOMENTU C_m DLA PŁATA O DOWOLNYM OBRYSIE WZGLĘDEM DOWOLNEJ OSI POPRZECZNEJ.

Kazimierz Seredyński.

Spółczynniki momentu, podawane przez laboratorja aerodynamiczne odnoszą się przeważnie do płatów-profili o obrysie prostokątnym. Tymczasem najczęściej stosujemy inne obrysy. Powszechnie stosowana metoda znajdowania C_m, polegająca na obliczaniu momentu jako sumy elementarnych momentów w przybliżeniu prostokątnych pasków skrzydła, wymaga kłopotliwego rachunku dla szeregu kątów natarcia. Poniżej wykażemy, że dla płata o stałym profilu i niezwichrowanego można tego uniknąć za cenę 3 prostych całkowań, znajdując hipotetyczny prostokątny płat zastępczy.

W tym celu założymy, że C_m, C_n, C_t są stałe wzdłuż rozpiętości płatów, zarówno danego jak i hipotetycznego - zastępczego. Założenie to daje najlepsze wyniki ze wszystkich dotąd stosowanych /patrz artykuł Cz.Bieńka w Sprawozdaniu Nr.6- I.B.T.L./

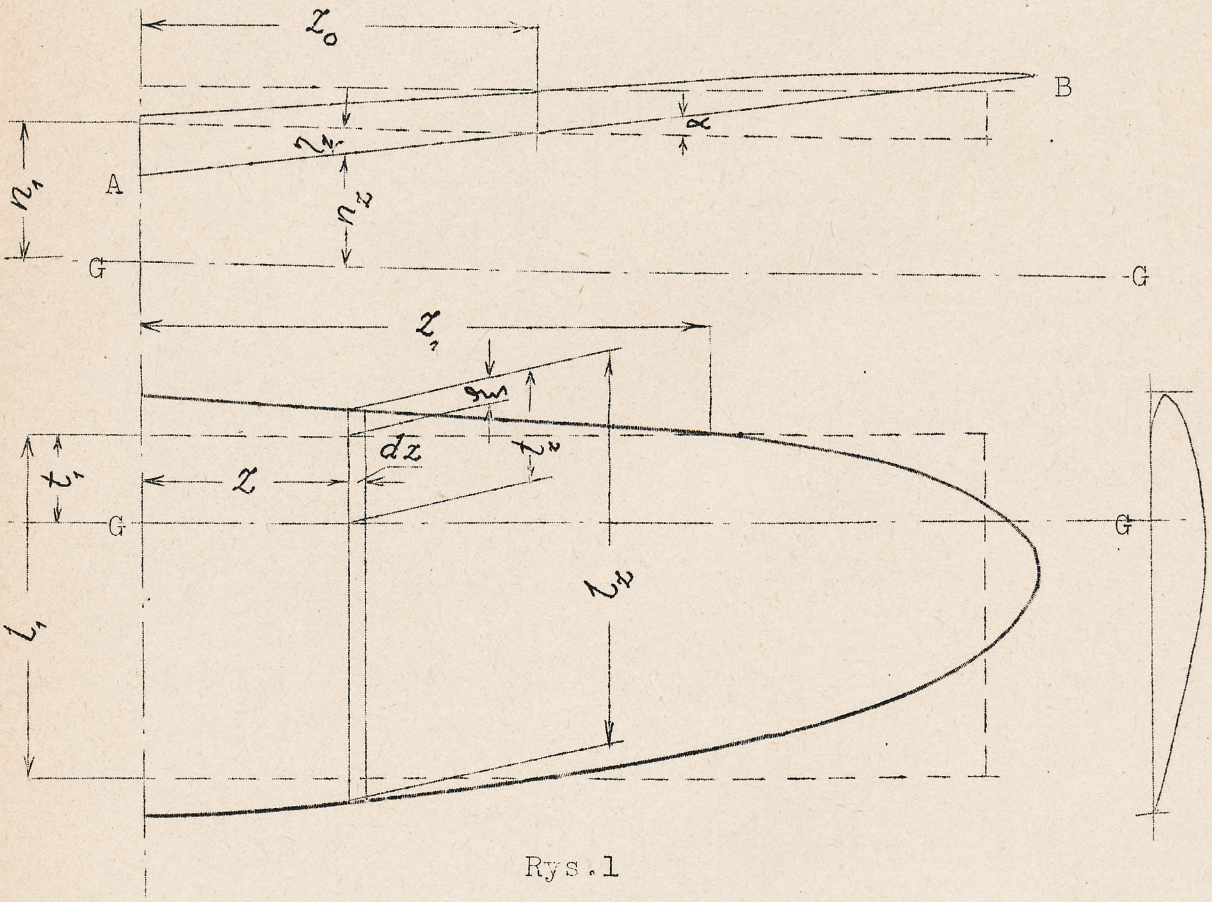
Rachunek taki jest oczywiście przybliżony, ale dla obliczeń wstępnych, prowizorycznych zupełnie wystarczający. Moment sił aerodynamicznych względem prostej GG /rys.1/ dla płata o dowolnym obrysie wyrazi się wzorem:

$$M_G = 2q\left(C_m\int_0^{\frac{L}{2}} l_z^2\,dz - C_n\int_0^{\frac{L}{2}} t_z l_z\,dz - C_t\int_0^{\frac{L}{2}} h_z l_z\,dz\right) \qquad /1/$$

dla płata zaś prostokątnego-zastępczego będziemy mogli napisać:

$$M_{G_1} = S_1 \cdot q\,(C_{m_1} l_1 - C_{n_1} t_1 - C_{t_1} \cdot n_1) \qquad /2/$$

gdzie : $q = \dfrac{\gamma v^2}{2g}$ - ciśnienie prędkości.



Rys.1

Zakładając, iż nasz prostokątny płat zastępczy posiada taki sam moment sił aerodynamicznych, względem prostej G-G jak płat dany o dowolnym obrysie oraz przypisując mu spółczynniki C_{m_1}, C_{n_1} i C_{t_1}, jakie by posiadał płat prostokątny o wydłużeniu płata danego czyli:

$$C_{m_1} = C_m \quad , \quad C_{n_1} = C_n \quad ; \quad C_{t_1} = C_t \qquad /3/$$

będziemy mogli napisać następujące 3 równania:

$$S_1 l_1 = 2.\int_0^{L/2} l_z^2\,dz \qquad /4/$$

$$S_1 t_1 = 2.\int_0^{L/2} t_z \cdot l_z\,dz \qquad /5/$$

$$S_1 n_1 = 2 \int_0^{L/2} n_z l_z dz \qquad /6/$$

Szukany płat zastępczy określają nam powyższe 3 równania w sposób niejednoznaczny,mamy bowiem 4 niewiadome l_1, t_1, n_1 oraz S_1. Jest więc nieskończenie wiele płatów prostokątnych,które czynią zadość powyżej założonym warunkom.

Celem uczynienia zadania jednoznacznem przyjmiemy,dla uproszczenia,że powierzchnia płata zastępczego jest równa powierzchni płata danego czyli,że $S_1 = S$. Przyjmujemy więc,że oba skrzydła mają nietylko ten sam profil i powierzchnię ale również i wydłużenie /wskutek założenia /1//jakkolwiek

$$\lambda \neq \lambda_1$$

ponieważ wskutek założenia,iż

$$S = S_1$$

mamy:

$$\frac{1}{l^2} \neq \frac{1}{l_1^2}$$

Biorąc pod uwagę wyżej przyjęte założenie,znajdziemy cięciwę oraz położenie hypotetycznego płata zastępczego względem dowolnej prostej G-G z następujących wzorów:

$$l_1 = \frac{2}{S} \int_0^{L/2} l_z^2 dz \qquad /4a/$$

$$t_1 = \frac{2}{S} \int_0^{L/2} t_z \cdot l_z \cdot dz \qquad /5a/$$

$$n_1 = \frac{2}{S} \int_0^{L/2} n_z l_z \cdot dz \qquad /6a/$$

przyczem,w razie trudności ze znalezieniem równania obrysu płata danego - całkowanie z łatwością można wykonać wykreślnie.

Wykażemy jeszcze,że położenie płata zastępczego nie zależy od tego,względem jakiej prostej chcemy obliczać momenty. W tym celu napiszemy:

$$t_z = t_1 + \xi_z$$

$$h_z = h_1 + \eta_z$$

Wzór /5a/ przybierze wówczas postać:

$$2 t_1 \int_0^{L/2} l_z dz + 2 \int_0^{L/2} \xi_z \cdot l_z \cdot dz = t_1 S$$

ponieważ zaś:

$$2 \int_0^{L/2} l_z \cdot dz = S$$

więc będziemy mieli:

$$\int_0^{L/2} \xi_z \cdot l_z \cdot dz = 0 \qquad /5b/$$

Analogicznie otrzymamy:

$$\int_0^{L/2} \eta_z \cdot l_z \cdot dz = 0 \qquad /6b/$$

Otrzymaliśmy więc,dwa równania /5b/i /6b/ analogiczne równaniom /5a/ i /6a/,które podają położenie płata zastępczego jedynie w funkcji kształtów obrysu płata danego,a przeto położenie hypotetycznego

płata zastępczego nie zależy zupełnie od położenia prostej G-G względem płata danego.

Wypadki szczególne.

1. Jeżeli przyjmiemy, że linja AB jest prostą, wzór /6b/ będziemy mogli przekształcić następująco:

podstawiając

$$\eta_z = (z - z_o)\,tg\,\alpha$$

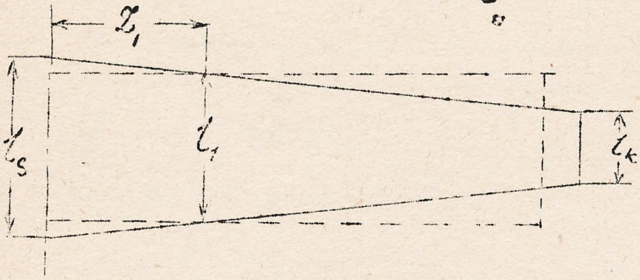
otrzymujemy

$$z_o \int_0^{L/2} l_z \cdot dz = \int_0^{L/2} z \cdot l_z\, dz$$

czyli

$$z_o \cdot \frac{S}{2} = \int_0^{L/2} z \cdot l_z\, dz$$

a więc z_o jest współrzędną środka ciężkości rzutu połowy płata na płaszczyznę poziomą.



Rys.2

2. Jeżeli krawędź natarcia jest prostą, otrzymamy w analogiczny sposób zależność

$$z_1 \frac{S}{2} = \int_0^{L/2} z \cdot l_z \cdot dz = z_o \cdot \frac{S}{2}$$

3. Płat o obrysie trapezowym /rys.2/

$$l_1 = \frac{2}{S} \int_0^{L/2} l_z^2\, dz$$

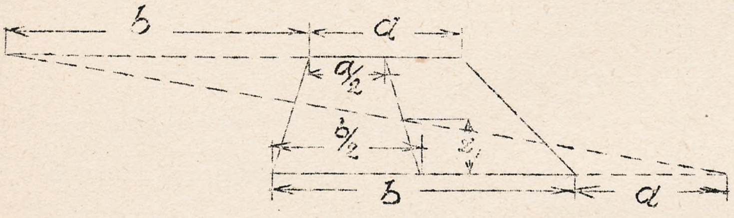
$$l_z = l_s - kz\,; \qquad k = 2\,\frac{l_s - l_k}{L}$$

$$\int_0^{L/2} l_z^2\, dz = \int_0^{L/2} (l_s - kz)^2\, dz = \frac{L}{6}\,\frac{(l_s^3 - l_k^3)}{(l_s - l_k)}$$

$$l_1 = \frac{L(l_s^3 - l_k^3)}{3S(l_s - l_k)} = \frac{2(l_s^3 - l_k^3)}{3(l_s^2 - l_k^2)}$$

$$z_1 \frac{S}{2} = \int_0^{L/2} z\, l_z\, dz$$

$$z_1 = \frac{L\,(l_s + 2\,l_k)}{6\,(l_s + l_k)}$$



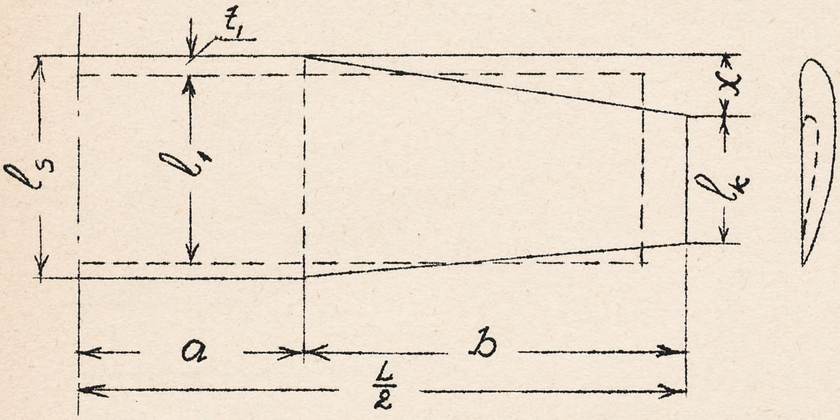
Rys.3

Jest to znany wzór na odległość środka ciężkości trapezu od podstawy. Wykreślnie możemy znaleźć z_1 sposobem, wskazanym na rys.3.

Łatwy rachunek pozwala stwierdzić, że dla skrzydła trapezowego cięciwa płata zastępczego l_1 jest równa cięciwie skrzydła rzeczywistego, odległej o z_1 od płaszczyzny symetrji, t.j. dla $z = z_1$ jest $l_z =$

4. Podamy teraz bez dowodu wzory na l_1 i t_1 dla kilku prostych obrysów.

a

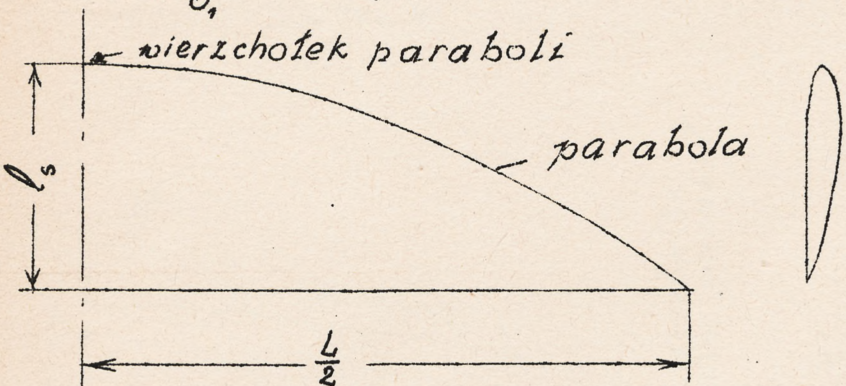


$$l_1 = \frac{a l_s^2 (l_s - l_k) + \frac{1}{3} b (l_s^3 - l_k^3)}{(l_s - l_k)\left[a l_s + \frac{b}{2}(l_s + l_k)\right]}$$

$$t_1 = \frac{b x (l_s + 2 \cdot l_k)}{3\left[2 a l_s + b(l_s + l_k)\right]}$$

Rys,4.

b₁

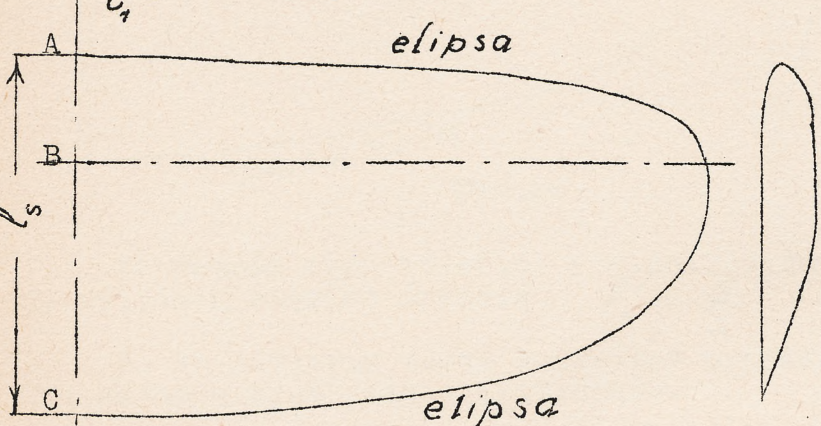


$$l_1 = \frac{4}{5} l_s$$

$$t_1 = \frac{1}{5} l_s$$

Rys.5.

c₁



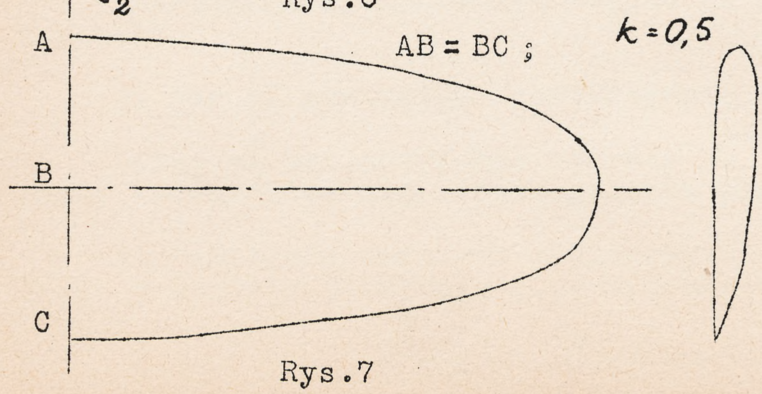
$$l_1 = \frac{8}{3\pi} l_s \simeq 0{,}848\, l_s$$

$$t_1 = k\left(1 - \frac{8}{3\pi}\right) l_s \simeq 0{,}152\, k$$

przyczem $k = \frac{AB}{AC}$

Rys.6

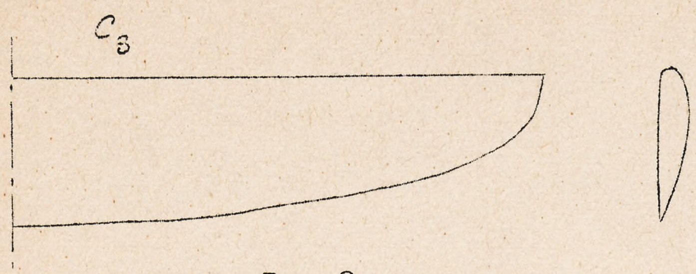
c₂



$$t_1 \simeq 0{,}076\, l_s$$

$$l_1 \simeq 0{,}848\, l_s$$

Rys.7

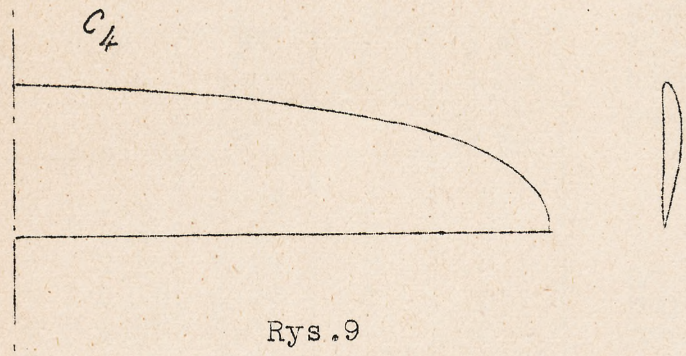


$k = 0$

$t_1 \cong 0$

$l_1 \simeq 0{,}848\, l_s$

Rys.8

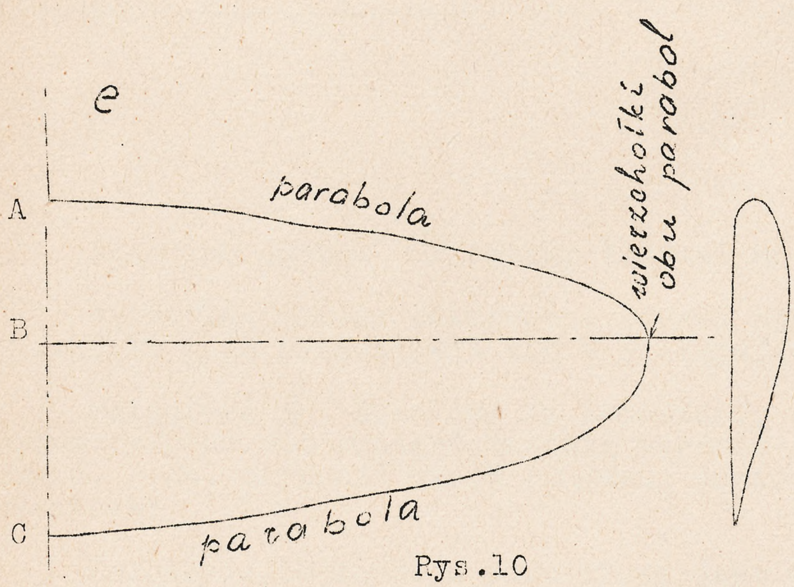


$k = 1$

$t_1 \simeq 0{,}152\, l_s$

$l_1 \simeq 0{,}848\, l_s$

Rys.9



$l_1 = \frac{3}{4}\, l_s$

$t_1 = \frac{1}{4}\, k\, l_s$

przyczem $k = \frac{AB}{AC}$

Rys.10

Ze wzorów tych widać,że popełnilibyśmy poważne błędy,przyjmując do obliczeń cięciwę średnią $l_1' = \frac{S}{L}$.

5. Przeliczymy teraz konkretny przykład dla skrzydła o obrysie, nie dającym ująć się analitycznie.

Całkowania wykonano wykreślnie na rys.11-14. Obliczenia zebrano w tabeli.

Na rys.11 znaleziono powierzchnię skrzydła,wynosi ona $\frac{S}{2} = 12m^2$.

Dalej są nam potrzebne wykresy l_z^2 oraz $l_z \cdot t_z$ w funkcji z. Obliczamy te wartości dla poszczególnych przekrojów skrzydła w tabeli.

Na podstawie wartości obliczonych w tabeli,robimy wykresy rys.12 i 13, z których otrzymujemy,po splanimetrowaniu lub wykreślnem obliczeniu :

$$\int_0^{L/2} l_z^2\, dz = 25{,}4\, m^3$$

stąd $$l_1 = \frac{2}{S}\int_0^{L/2} l_z^2\,dz = 2{,}12\,m$$

$$\int_0^{L/2} t_z l_z\,dz = 1{,}7\,m^3$$ stąd $$t_1 = \frac{2}{S}\int_0^{L/2} t_z l_z\,dz = 0{,}14\,m$$

Tabela.

1	2	3	4	5
z mtr	l mtr	l^2 mtr.^{2}	t mtr	$t.l$ mtr^2
		$(2)^2$		(2)(4)
0	2,5	6,25	0	0
1	2,4	5,76	0	0
2	2,3	5,29	0	0
3	2,15	4,62	0	0
4	1,95	3,81	0	0
5	1,55	2,40	0,12	0,186
5,5	1,20	1,44	0,26	0,312

Na rys.14 znaleziono zapomocą wieloboku sznurowego środek ciężkości rzutu połowy płata. Jako obciążenia fikcyjne odmierzono odcinki $A_1'A_1 = a_1$, $A_2'A_2 = a_2$ i t.d., które są proporcjonalne do powierzchni pasków skrzydła.

Otrzymana współrzędna $z_0 = 2{,}7$m.

W wyniku więc przeprowadzonego obliczenia, otrzymaliśmy następujące wymiary i położenie hipotetycznego prostokątnego płata zastępczego:

$S_1 = S = 24\ m^2$

$l_1 = 2{,}12$m

$t_1 = 0{,}14$m.

$z_0 = 2{,}7$ m.

Płat ten został wrysowany linjami kreskowanemi na rys.11.

Wykreślna metoda całkowania, której użyto do znalezienia pól na rys.11,12 i 13 przedstawia się w następujący sposób:

Odległość $\frac{L}{2}$ dzielimy na przedziały takie, aby w każdym z nich można było na oko znaleść średnią wartość funkcji, którą chcemy scałkować, t.zn. zamienić pasek szukanej powierzchni na równoważny mu prostokąt.

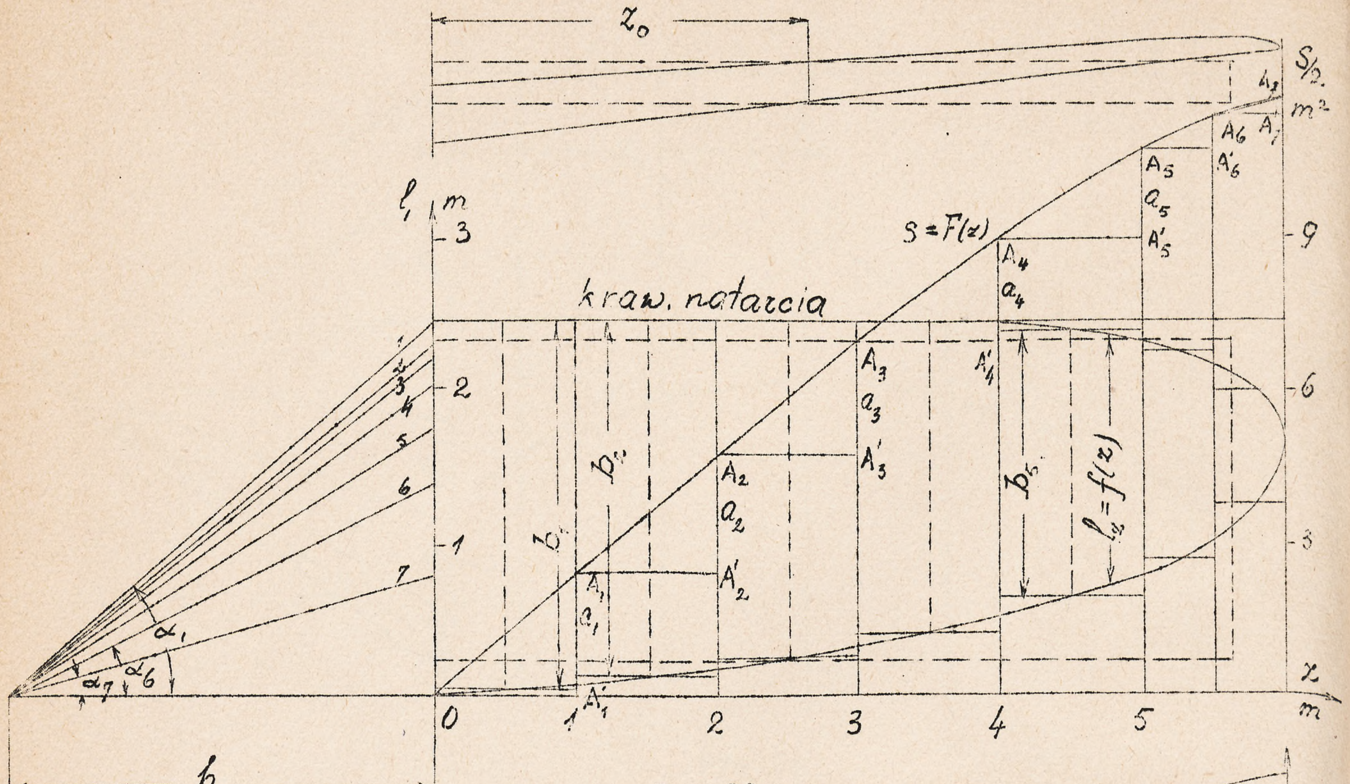
Założenie, że funkcja podcałkowa jest w danym przedziale stałą, odpowiada zastąpieniu w tym przedziale krzywej całkowej przez prostą, nachyloną do osi Z pod kątem, którego tangens będzie równy średniej wartości funkcji podcałkowej, t.j. proporcjonalny do wysokości prostokąta.

Wynika stąd następująca konstrukcja:

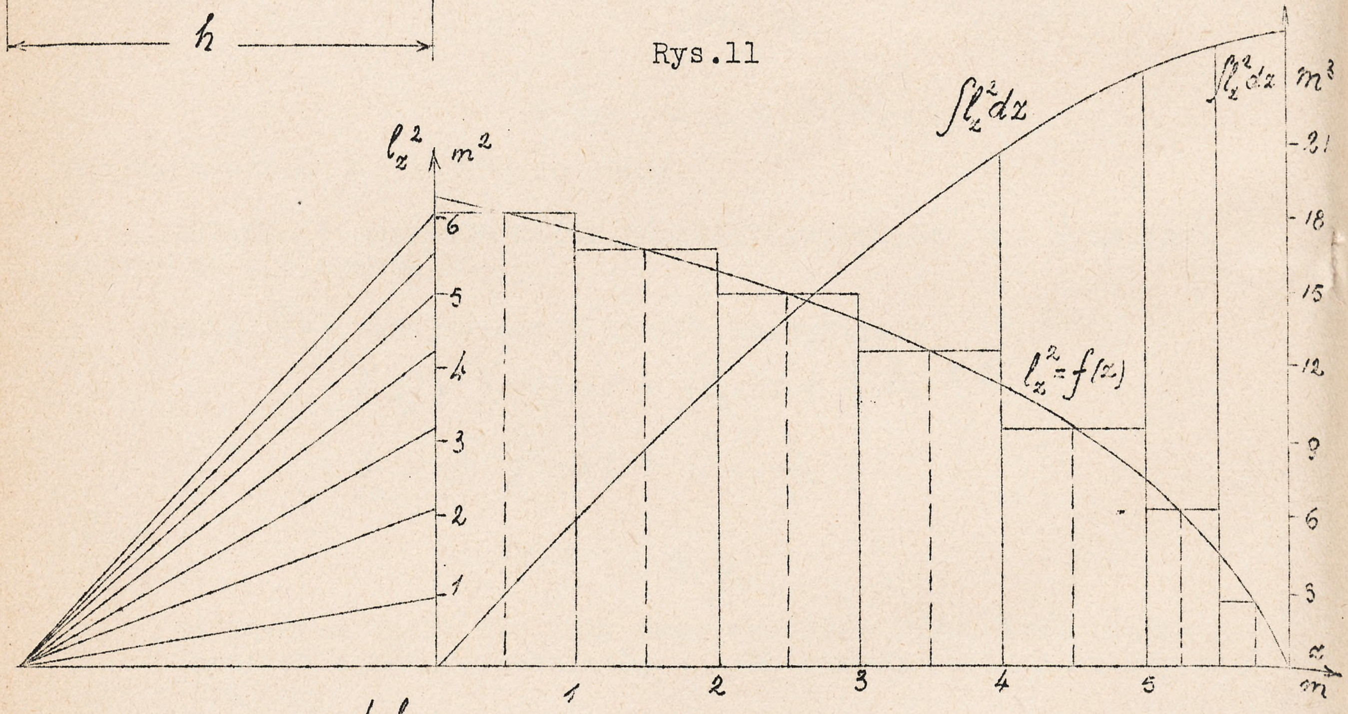
Na osi Z obieramy dowolny punkt P, odległy o h od początku układu O. Wysokości prostokątów, równoważnych paskom powierzchni skrzydła, odkładamy na osi Y od punktu O i łączymy ich końce z punktem P. Mamy wówczas

$$tg\,\alpha_n = \frac{b_n}{h}$$ /oznaczenia wg.rys.11/

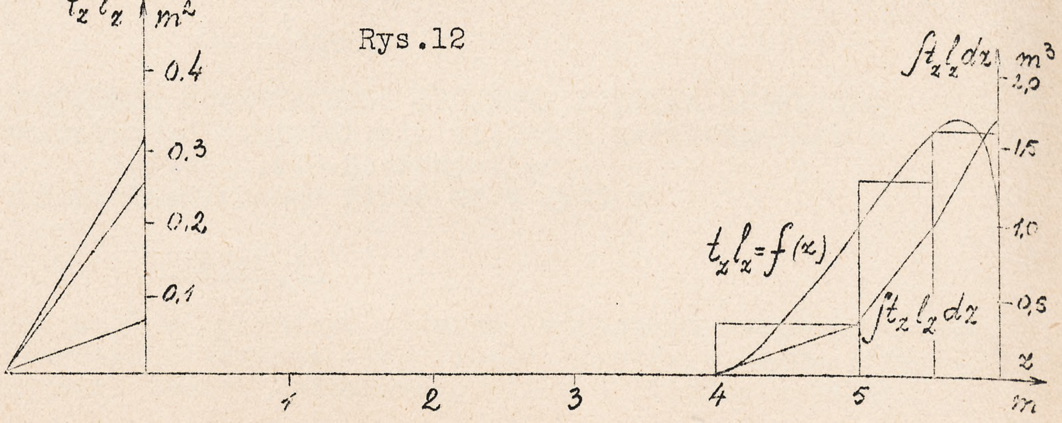
Następnie prowadzimy przez punkt O prostą OA_1, równoległą do promienia P 1, przez punkt A_1 - prostą $A_1A_2 \parallel P\ 2$ i t.d. Łamana $OA_1A_2 \ldots A_n \ldots$ dąży do krzywej całkowej, gdy ilość punktów podziału nieskończenie rośnie, ponieważ składa się ona z odcinków, pochylonych do osi Z pod kątami, których tangensy są proporcjonalne do średnich wartości funkcji podcałkowej w odpowiednich przedziałach.



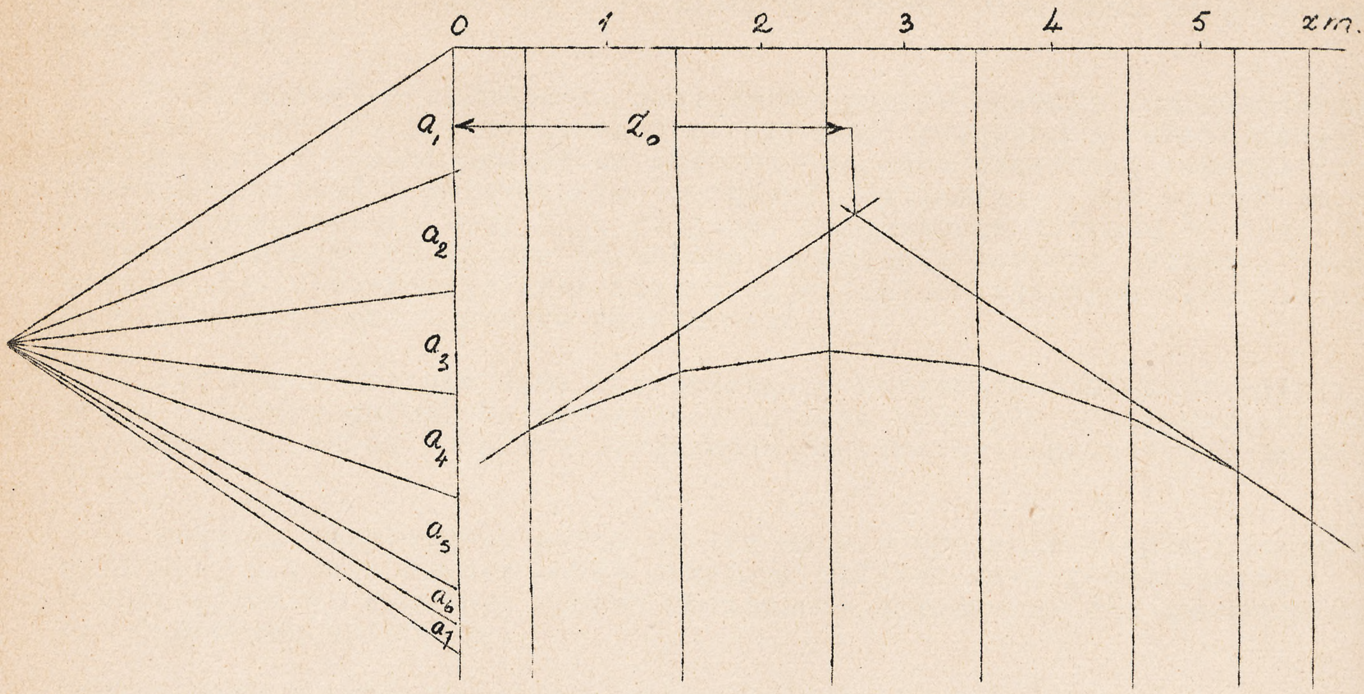
Rys.11



Rys.12



Rys.13



Rys.14

$$\Delta F(z) = \Delta z . F'(z_{śr}).$$

przyczem skale z i $F(z)$ są różne.

Dokładność odczytów można zwiększyć, opisując /nie wpisując!/ krzywą na wielokącie OA_1A_2. . . . . .

Skalę $F(z)$ znajdziemy w sposób następujący:

$$F(z) = \int f(z)\,dz = \int l_z\,dz = \sum b_n \cdot \Delta z$$

$$y_z = \sum \frac{b_n}{h} \cdot \Delta z = \frac{1}{h} \sum b_n \cdot \Delta z = \frac{1}{h} \cdot F(z)$$

skąd

$$F(z) = h \cdot y_z$$

Pod znakiem całki mieliśmy dwie wartości $f(z)$ i dz, które należało mierzyć w różnych skalach, w tych samych skalach należy mierzyć h oraz y_z .

---oooOooo---

OBLICZENIE CHŁODZENIA POWIETRZNEGO CYLINDRA SILNIKA LOTNICZEGO.
K rasczetu wozdusznogo ochłożdienia cilindra awiadwigatiela.
Inż.mech.Ł.G.Szeremjetjew.
Tiechnika Wozdusznogo Fłota Nr.4 1932 r.

Wstęp.-

Zwiększenie mocy w cylindrze silnika lotniczego drogą powiększenia litrażu, średniego ciśnienia albo liczby obrotów, w dużym stopniu zależy od chłodzenia zaworu wydechowego, tłoka i głowicy cylindra.

Dla silnika chłodzonego cieczą, w szczególności wodą, gdzie warunki odprowadzania ciepła od ścianek są lepsze i możliwości zbytniego nagrzewania pewnych miejsc mniejsze, zagadnienia obciążeń cieplnych sto-

sunkowo niedawno stały się "krytycznem miejscem" problemem zwiększenia mocy cylindra.

W silnikach o chłodzeniu powietrzem gorsze warunki odprowadzania ciepła, ograniczone możliwości efektywnego zwiększania użebrowanej powierzchni i ilości powietrza chłodzącego, dużo wcześniej zakreśliły granice możliwości zwiększania obciążenia cylindra. W ten sposób zagadnienie powiększenia mocy N_{cyl} /t.j.np. zwiększenia litrażu [1]/ jest tu przedewszystkiem określone warunkami chłodzenia zarówno cylindra jako całości, jak i poszczególnych miejsc najwięcej obciążonych cieplnie, a więc głowicy, tłoka i zaworu wydechowego.

Posiadane obecnie dane doświadczalne dotyczące oddawania ciepła przez cylindry chłodzone powietrzem są zbyt szczupłe i niepewne, by mogły stanowić pewną podstawę obliczania powierzchni chłodzących cylindra.

Poniżej przytoczymy pewne ogólne dane o wymianie ciepła pomiędzy cylindrem a powietrzem, a także wskażemy możliwe metody obliczania; w szczególności wskażemy sposób obliczania chłodzenia dla geometrycznie podobnych cylindrów.

Ogólne dane o wymianie ciepła pomiędzy cylindrem a powietrzem.

Wymiana ciepła pomiędzy cylindrem a opływającem go powietrzem polega na oddawaniu ciepła przez dotyk i promieniowanie; dzięki względnie niewielkim temperaturom ścianek /średnio 150° - 200°C/ udział promieniowania jest stosunkowo mały, tak, że w większości wypadków wymianę ciepła pomiędzy cylindrem a powietrzem podporządkowują prawom wymiany ciepła przez bezpośredni dotyk.

Na wymianę ciepła przez bezpośredni dotyk, składają się naogół zjawiska przenoszenia się /konwekcji/ i przewodzenia wewnątrz płynu / w danym wypadku ściśliwego/. W warunkach wymuszonego /w większości wypadków burzliwego/ przepływu powietrza, przy opływie silnika, przenoszenie się ciepła gra dominującą rolę.

Wymiana ciepła przez przenoszenie się jest funkcją wszystkich czynników i wielkości określających cieplną stronę procesu i ruch cieczy opływającej ściankę; innemi słowy ani jedno zagadnienie dotyczące wymiany ciepła przez przenoszenie się nie może być rozwiązane bez uwzględnienia charakteru ruchu cieczy w każdym poszczególnym wypadku. Ta ścisła zależność pomiędzy zjawiskami przechodzenia ciepła a zjawiskami hydro- i aerodynamiki znajduje potwierdzenie w teorji opracowanej przez Reynolds'a[2] Prandtl'a[3] Karmana[4] i Lacko[5]. Według tej teorji przechodzenie ciepła odbywa się tylko wewnątrz pogranicznej warstwy powierzchniowej lepkiej cieczy, zgodnie z działającemi w obrębie tejże warstwy siłami wewnętrznego tarcia.

Z innych prac teoretycznych, poświęconych przechodzeniu ciepła przez dotyk i w zasadzie nie przeczących teorji warstwy pogranicznej należy wymienić pracę prof. Nusselt'a [6], podstawą której jest prawo przechodzenia ciepła Fourie oraz pracę inż. Własowa[7] rozpatrującego zjawisko przechodzenia ciepła w przepływie burzliwym.

Wobec niemożliwości teoretycznego ujęcia wszystkich spotykanych w praktyce wypadków wymiany ciepła, przeważająca ilość zadań rozwiązuje

1/ Porównaj np.art.Taylora /SAE Journal, 1931, kwiecień/
2/ Phil.Trans.of the Royal Soc.Vol.174, oraz Proceed, Manchester Lit.and Phil.Soc.1874, str.9.
3/ Phys.Zeit.11, 1910, str.1072
4/ Zeit.für angew.Math.und Mech. 1921 Bd.1 Nr.4 str.233.
5/ " " " " " " " " " 268.
6/ Gesundh.Ing. 1915 Nr.42 i 43.
7/ "Izwiestja Tiepłotechniczeskogo Instituta", 1928, Nr.6 /39/

się obecnie wyłącznie drogą doświadczeń. Zasadniczą rolę gra przytem szeroko stosowana w aero i hydrodynamice metoda podobieństwa dynamicznego, wprowadzona do nauki o wymianie ciepła przez Nusselt'a[1] i Grober'a[2]. Funkcje podobieństwa /patrz niżej/, otrzymane drogą doświadczeń dla typowych wypadków wymiany ciepła, pozwalają z dostateczną pewnością ocenić inne wypadki, nie wychodzące w stosunku do pierwszych, poza granice dynamicznego i cieplnego podobieństwa.

Z doświadczalnych metod badania wymiany ciepła należy także wymienić "metodę dyfuzji" Toma'ego[3] oraz opublikowaną w końcu 1930r. optyczną metodę Schmidt'a[4]. Metoda dyfuzji oparta na formalnej matematycznej analogji pomiędzy zjawiskami wymiany ciepła i dyfuzji, daje możność, drogą odtworzenia widma dyfuzji dookoła badanego modelu, wyciągnąć szereg cennych wniosków o procesie wymiany ciepła. Podczas doświadczeń Toma korzystał z modeli wykonanych z bibuły nasiąkniętej kwasem solnym, zaś do powietrza dodawał gaz amonjakalny ; na rys.1 podano jedno z widm, otrzymanych przy opływie cylindra, widma dyfuzji Toma są doskonałą ilustracją teorji warstwy pogranicznej.



Rys.1

Widmo dyfuzji dokoła cylindra/szybkość powietrza 3.m/sek, średnica cylindra 25 mm /.

Optyczna metoda Schmidt'a oparta jest na znanej z fizyki "metodzie smug" Toplera, która daje możność zapomocą specjalnego optycznego urządzenia fotografowania nierównomiernie ogrzanej przez ciało warstwy powietrza ; na rys.2 podane jest zdjęcie takiego widma optycznego dookoła okrągłej rury ; na podstawie tego widma może być otrzymane pole temperatur dookoła badanego modelu.

Przy rozwiązywaniu zagadnień technicznych przyjęto mówić o ilości ciepła oddanego przez całą powierzchnię wymiany w całości i odnosić tę ilość ciepła do jednostki czasu i powierzchni oraz do spadku średnich temperatur ścianki i powietrza o 1°C, wprowadzając t.zw. średni spółczynnik wymiany ciepła α omawianej powierzchni.

W tym wypadku, korzystając z prawa oziębiania Newtona, przyjmuje się, że ciepło zmienia się proporcjonalnie do powierzchni F, różnicy temperatur ścianki i powietrza Δt oraz czasu wymiany ciepła z ; w ten sposób:

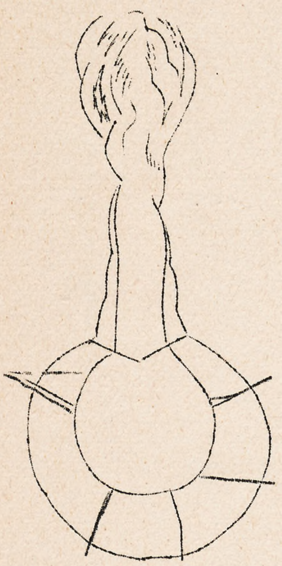
$$Q = \alpha . F . \Delta t . z \ ;$$

średni zaś spółczynnik wymiany ciepła[5] $\alpha = \dfrac{Q}{F.\Delta t.z}$ /kal/m² °Cgodz/

1/Mitt.Forsch.-Arb.Heft 89, a także Gesundh.-Ing.Nr.42 i 43.
2/Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges Berlin 1921, a także Gesundh.-Ing.1922 str.929, pozatem prawo podobieństwa w wymianie ciepła dobrze wyłożone jest w książce Merkela "Osnowy tiepłopieriedaczi", GJZ, 1929 /przekład/.
3/Toma, "Kotły wysokoj moszcznosti" Moskwa 1925.
4/Schmidt, Schlierenaufnahmen des Temperaturfeldes in der Nähe Wärmeübergebender Körper, Danzig 1930.
5/Równanie to oczywiście nie jest środkiem dla zupełnego teoretycznego rozwiązania zadania- ilości oddanego ciepła, a jest tylko związkiem, który pozwala określić Q po założeniu α i odwrotnie. Wszystkie trudności związane z uwzględnieniem hydro i termodynamicznych czynników w danym wypadku oczywiście całkowicie dotyczą spółczynnika wymiany ciepła α .

Stosując prawo Newtona do elementarnych procesów, możemy napisać, że ilość ciepła dQ oddanego w jednostkę czasu przez element powierzchni chłodzącej dF, w ustalonych warunkach cieplnych /t.j. przy $\frac{dt}{d\tau}=0$ i $t=\mathrm{const}$, gdzie τ -czas /równa się

$$dQ = \alpha(t-t_o)dF;$$



Rys.2
Widmo "optyczne" dokoła ogrzanej rury cylindrycznej.

gdzie: α -spółczynnik wymiany ciepła elementu powierzchni dF, t -temp. elementu dF, t_o -temp. otaczającego powietrza.

Odnosząc wydatek ciepła do jednostki powierzchni, otrzymamy natężenie cieplne powierzchni:

$$q = \frac{dQ}{dF}$$

Z drugiej strony dla elementu dF, q określa się wielkościami α i Δt

$$q = \alpha . \Delta t.$$

gdzie

$$\Delta t = t - t_o$$

Temperatura ścianki t i spółczynnik wymiany ciepła α zmieniają się wzdłuż powierzchni chłodzącej cylindra, tak że:

$$\alpha = \Phi_1(F), \qquad t = \Phi_2(F)$$
$$\Delta t = \Phi_3(F_3)$$

Przytem natężenie cieplne q również będzie pewną funkcją powierzchni:

$$q = \Phi_4(F)$$

Całkowitą ilość ciepła odebraną ściankom cylindra w jednostkę czasu otrzymamy rozciągając całkowanie na całą użebrowaną powierzchnię chłodzącą cylindra[1]:

$$Q = \sum_F q \cdot dF$$

Wprowadzając średnie wartośći $q, t, \Delta t$ i α dla rozpatrywanej powierzchni F:

$$q_m = \frac{1}{F}\sum_F q\,dF; \qquad t_m = \frac{1}{F}\sum_F t\,dF$$
$$\Delta t_m = \frac{1}{F}\sum_F \Delta t\,dF; \qquad \alpha_m = \frac{1}{F}\sum_F \alpha\,dF$$

otrzymamy godzinną ilość ciepła

$$Q = \alpha_m \cdot F \Delta t_m = \alpha_m \cdot F(t_m - t_o)$$

Średnie natężenie użebrowanej powierzchni będzie przytem

$$q_m = \alpha_m \cdot \Delta t_m$$

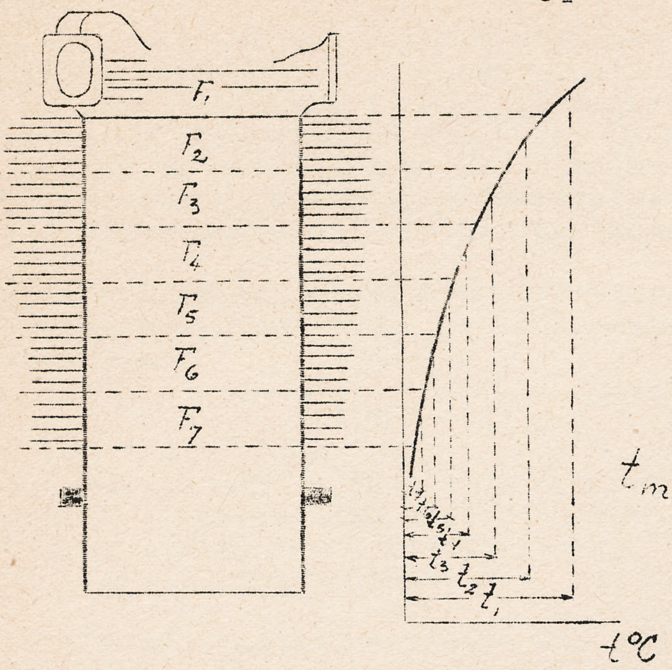
Średni spółczynnik wymiany ciepła, odniesiony do powierzchni użebrowanej:

$$\alpha_m = \frac{q_m}{\Delta t_m} = \frac{\frac{1}{F}\sum q \cdot dF}{\frac{1}{F}\sum \Delta t \cdot dF} = \frac{Q}{\Delta t_m \cdot F} = \frac{Q}{F(t_m - t_o)}$$

Jako przykład wartości, średniego spółczynnika wymiany ciepła użebrowanych ścianek cylindra, przy prędkości wiatru rzędu 30-45 m/sek, można przyjmować:

$$\alpha_m \cong 75\text{-}150 \ \mathrm{kal/m^2\ {}^oC\ godz.}$$

1/Do wszystkich wzorów wprowadza się warunkowo tylko użebrowaną powierzchnię chłodzenia/żebra i przestrzenie międzyżebrowe/.



Rys.3

Średnia temperatura t_m może być obliczona, jeżeli z doświadczeń znamy rozkład temperatur wzdłuż użebrowanej powierzchni cylindra. Jeżeli t_1, t_2, t_3 ......-temperatury, odniesione do pól, F_1, F_2, F_3 ...-użebrowanej powierzchni /patrz.rys.3/, to średnia temperatura t_m, zgodnie z wyżej powiedzianem, określi się jako:

$$t_m = \frac{\Sigma t\, F}{F} = \frac{t_1 F_1 + t_2 F_2 + t_3 F_3 + \ldots}{F_1 + F_2 + F_3 + \ldots}$$

gdzie ΣF -całkowita użebrowana powierzchnia chłodząca cylindra.

Możliwe metody obliczeń.

Dokładne matematyczne obliczenie odprowadzania ciepła przez użebrowaną powierzchnię jest dość skomplikowane, gdyż należy tu rozwiązać dwa zagadnienia: o rozkładzie ciepła w żeberku, które jest zgodne z prawami przewodnictwa cieplnego i o oddawaniu ciepła strumieniowi powietrza zgodnie z podstawowemi prawami przenoszenia się /konwekcji/.

Ciepło przechodzi ze ścianki do żeberek przez ich podstawy, rozchodzi się po całem żeberku i przez ich zewnętrzne powierzchnie przechodzi do przepływającego pomiędzy niemi powietrza. Różnica temperatur pomiędzy powierzchnią żeberka a powietrzem spada w miarę zbliżania się ku końcowi żeberka, a spółczynnik wymiany ciepła zmienia się w zależności od warunków przepływu powietrza pomiędzy żebrami i pola temperatur wzdłuż powierzchni żeberka.

Z teoretycznego punktu widzenia każda użebrowana powierzchnia powinna odpowiadać zupełnie określonym kształtom maski, ponieważ te same żeberka mogą się znaleźć w zupełnie różnych warunkach wymiany ciepła przy różnym rozkładzie szybkości, różnych kształtach i grubości warstwy pogranicznej powietrza około ścianek cylindra. W praktyce jednak, liczą się z tem bardzo mało zaznaczając tylko w przybliżeniu typ-otwartego lub zamkniętego /szczelinowego/ okapotowania.

W zależności od posiadanych do dyspozycji danych doświadczalnych oraz danych z poszczególnych zdań przy obliczaniu chłodzenia cylindra można iść następującemi dwiema drogami:

a/ metodą przeliczania geometrycznie podobnych cylindrów na podstawie doświadczalnie przestudjowanego modelu cylindra-prototypu;

b/ metodą doboru mniej lub więcej dowolnej powierzchni chłodzenia z poszczególnych elementów żebrowych /żeberek lub ich grup/.

W pierwszym wypadku względny rozkład temperatur dla cylindra-prototypu jest znany, a kryterjum dla nowych modeli będzie stanowić maksymalna temperatura w poszczególnych punktach głowicy; w drugim zaś wypadku kryterjum tem będzie zarówno wielkość jak i względny rozkład temperatur w poszczególnych miejscach.

A. Pierwsza metoda pozwala obliczyć, na podstawie danych doświadczalnych otrzymanych dla typowego cylindra, podług średniego spółczynnika wymiany ciepła α_m i jego zależności od parametrów podobieństwa /patrz niżej/, odpowiednie wielkości α_{mx} i t_{mx} dla geometycznie podobnych cylindrów znajdujących się w warunkach chłodzenia różnych od cylindra-prototypu; zakładając temperaturę t_{max}, można w tym wypadku w przybliżeniu ocenić odpowiednie wielkości cylindra $/d_{max}/$.

Dla cylindrów chłodzonych powietrzem, znajdujących się w swobodnym strumieniu powietrza funkcja podobieństwa dla wymiany ciepła może być wyrażona jako:

$$\alpha_m = \frac{\lambda}{d} \Phi(R_e),$$

gdzie: α_m - średni spółczynnik wymiany ciepła dla cylindra
λ - spółczynnik przewodnictwa cieplnego powietrza
d - średnica cylindra
R_e - liczba Reynolds'a.

Trafność takiego przyjęcia dla gładkich okrągłych rur, ustawionych prostopadle do strumienia powietrza została potwierdzona pracami Hughes'a[1] /1916r./ i Nusselt'a[2] /1922r./. Dużo późniejsze /1926r./doświadczenia Reiher'a [3] z pojedyńczemi gładkiemi rurami, umieszczonemi w swobodnym strumieniu powietrza wskazują, że funkcja $\Phi(R_e)$ może być przyjęta za proporcjonalną do R_e^n, gdzie n -średni wykładnik.

W tym wypadku funkcja podobieństwa przyjmie postać:

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} K R_e^n = \frac{\lambda}{d} K \left(\frac{w d \varrho}{\mu}\right)^n,$$

gdzie: w -szybkość powietrza,
d -średnica cylindra,
ϱ -gęstość powietrza,
μ -lepkość powietrza.

Dla cylindrów silników lotniczych o chłodzeniu powietrzem podobna zależność była otrzymana przez Gosslau'a[4] podczas jego doświadczeń z cylindrami Simens'a.

Przekształcimy te funkcje podobieństwa w sposób następujący:

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} K \left(\frac{w d \varrho}{\mu}\right)^n = K \lambda \left(\frac{\varrho}{\mu}\right)^n \cdot \frac{w^n}{d^{1-n}}$$

Własności fizyczne powietrza λ, ϱ, μ należy tu odnosić do temperatury średniej pomiędzy ścianką cylindra a otaczającego powietrza.

$$t_{śr} = \frac{t_n + t_o}{2}$$

Jeżeli dla cylindra-prototypu znamy kształt funkcji podobieństwa /t.j. w danym wypadku znaczenia K i n / i bezwzględną wartość spółczynnika α_o dla określonych warunków pracy silnika t.j.:

$$\alpha_o = K \lambda_o \left(\frac{\varrho_o}{\mu_o}\right)^n \cdot \frac{w_o^n}{d_o^{1-n}},$$

1/Hughes, Phil. Mag., London, 1916, S.113.
2/Nusselt, Gesundh.-Ing. 1922 str.97.
3/Reiher, Mitt. Forsch.- Arb., Heft 269.
4/Gosslau, VDJ, 1928, Nr.40.

gdzie λ_o, ρ_o, μ_o, ω_o, - wartości stałych fizycznych i szybkość powietrza, odpowiadające warunkom obliczenia α_o, zaś d_o - średnica cylindra-prototypu, wówczas dla geometrycznie podobnego modelu cylindra o średnicy d_x, w warunkach t_x, ρ_x, μ_x i ω_x, otrzymamy funkcje podobieństwa:

$$\alpha_x = K\lambda_x\left(\frac{\rho_x}{\mu_x}\right)^n \cdot \frac{\omega_x^n}{d_x^{1-n}}$$

albo

$$\alpha_x = \alpha_o\frac{\lambda_x}{\lambda_o}\left(\frac{\mu_o}{\mu_x}\right)^n\left(\frac{\rho_x}{\rho_o}\right)^n\left(\frac{\omega_x}{\omega_o}\right)^n\cdot\left(\frac{d_o}{d_x}\right)^{1-n}$$

Otrzymana funkcja podobieństwa może być zastosowana zarówno do obliczania geometrycznie podobnych cylindrów jak i do przeliczania spółczynnika tego samego cylindra, umieszczonego w różnych warunkach chłodzenia.

Zakładając, naprzykład, że ilość ciepła którą należy odprowadzić od cylindra silnika jest proporcjonalna do jego mocy, czyli że

$$Q = q \cdot N_e,$$

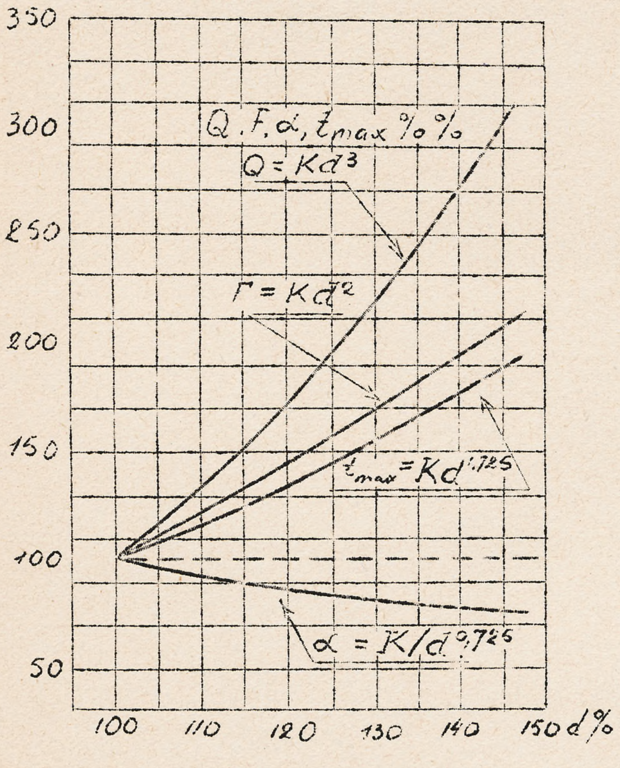
i przyjmując

$$N_e = k \cdot d^3,$$

gdzie

d - średnica cylindra, otrzymamy:

$$Q = k_1 \cdot d^3$$



Rys.4

Powierzchnia chłodzenia geometrycznie podobnych cylindrów jest proporcjonalna do d^2, więc:

$$F = k_2 \cdot d^2.$$

Biorąc pod uwagę, że

$$Q = \alpha . F . \Delta t \quad \text{i} \quad \alpha = \frac{k_3}{d^{1-n}}$$

otrzymamy:

$$k_1 d^3 = k_2 d^2 \cdot \frac{k_3}{d^{1-n}} \cdot \Delta t,$$

skąd:

$$\Delta t = k_4 \frac{d^3 \cdot d^{1-n}}{d^2} = k_4 d^{(2-n)}$$

Przyjmując najwyższą temperaturę głowicy $t_{max} = \varphi t_m$, gdzie t_m - średnia temperatura cylindra, φ - doświadczalny spółczynnik większy od jedności, charakteryzujący racjonalność konstrukcji cylindra pod względem cieplnym, otrzymamy:

$$t_{max} = \varphi(k_4 d^{(2-n)} - t_o),$$

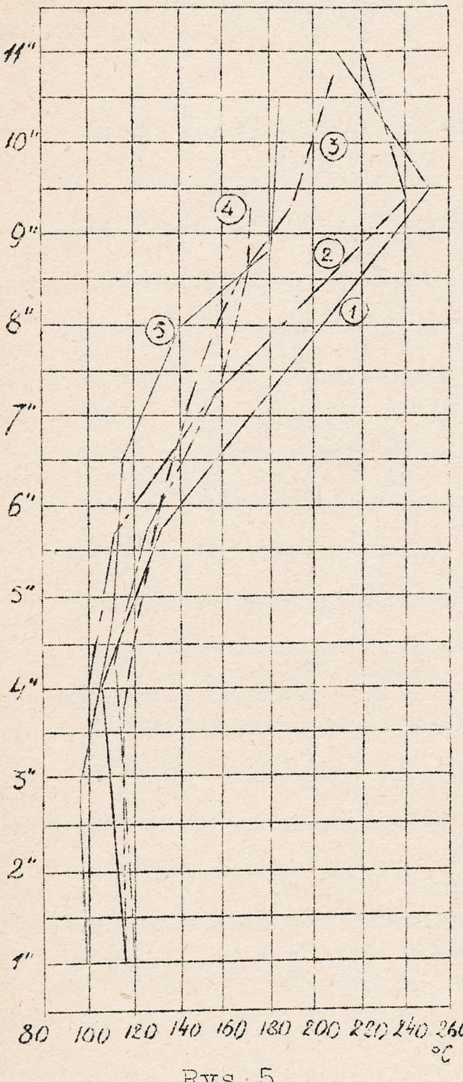
gdzie t_o - temperatura powietrza.

Jeżeli znamy z doświadczenia kształt funkcji podobieństwa /w szczególności, wykładnik n / dla danego typu cylindra oraz wielkości Q_o, F_o, α_o i $t_{o,max}$ dla wyjściowej średnicy d_o, wtedy w celu przeprowadzenia obliczeń może być zbudowany wykres /rys.4./ podający zależność:

$$Q = f(d),\ F = f(d),\ \alpha = f(d) \text{ i } t = f(d).$$

przy danej szybkości opływu dla serji geometrycznie podobnych cylindrów /na wykresach wykładnik n przyjęto 0,275/.

Posługując się takim wykresem, możemy w przybliżeniu określić największą średnicę cylindra danej konstrukcji, przy której maksymalna temperatura głowicy t_{max} osiąga wartość założoną[1].



Rys.5.
Rozkład temperatur wzdłuż wysokości cylindra Bristol Jupiter IV /wzdłuż osi rzędnych podano odległości w calach od kołnierza cylindra/.

B. Posługując się drugą metodą, można iść dwiema drogami: albo wyjść z danych konstrukcyjno statycznych o wymiarach, kształcie i rozmieszczeniu żeberek dla typowych cylindrów, mających dobre pole temperatur i wykazujących pewność pracy pod względem cieplnym, albo oprzeć się na danych doświadczalnych i skompletować powierzchnię chłodzącą z oddzielnych doświadczalnie przestudjowanych żeberek lub ich grup.

W pierwszym wypadku, wobec całkowitego prawie braku materjału doświadczalnego, podchodzi się do rozwiązania tego zagadnienia drogą czysto empiryczną, budując szereg doświadczalnych cylindrów i studjując na jednocylindrowych układach temperatury i ich rozkład w poszczególnych miejscach głowicy i cylindra. Po zbadaniu kilku warjantów użebrowania dochodzi się do najbardziej udanego, który daje żądane warunki chłodzenia.

Jako przykład takiego doboru może służyć cylinder znanego silnika "Jupiter" - Bristol. Wymiary i rozmieszczenie żeberek dla cylindra tego silnika były otrzymane po długotrwałych próbach 8 warjantów na specjalnym jednocylindrowym układzie.

Dla ilustracji na rys.5 przytoczono krzywe rozkładu temperatur wzdłuż wysokości cylindra "Jupiter'a" dla kilku warjantów i dla ostatecznie przyjętego wzorca.-/krzywe 4 i 5/

/dokończenie w następnym numerze./

OMÓWIENIE KSIĄŻEK, NADESŁANYCH DO REDAKCJI.

1. Luftfahrtforschung, Bd.10, Nr.2, str.55-86. München 1933
Nakładem R.Oldenbourga cena 6.MK

I. Autor rozpatruje wyboczenia zachodzące pod wpływem sił działających chwilowo przyczem uwzględnia nietylko wielkości impulsu $\int_{t_1}^{t_2} P dt$

1/ W danym wypadku przyjmujemy, że przy wzroście średnicy w geometrycznie podobnej konstrukcji współczynnik φ pozostaje niezmiennym.

lecz i przebieg siły w tym czasie, czyli $P = f(t)$ i wykazuje, że zjawiska wyboczenia nie zależą od impulsu lecz od zmiany siły w tym czasie.

W dalszym ciągu Autor wykazuje, że można przekroczyć na czas bardzo krótki /praktycznie nie mający stosowalności dla lotnictwa / siłę wybaczającą Euler'a ze względu na bezwładność samego pręta.

II. Artykuł ten jest rozwinięciem i teoretycznem pogłębieniem III wypadku Euler'a /jeden koniec zamocowany, drugi - prowadzony/. Podano kilka przykładów obliczeniowych z uwzględnieniem wielkosci siły ściskającej i czasu trwania obciążenia.

Praktycznego znaczenia dla lotnictwa artykuły nie posiadają ze względu na bardzo krótki czas działania siły, natomiast mogą być podstawą do dalszych badań w tym kierunku.

2. Grundlagen der Flugsicherung, str. 114 - München 1933, Nakładem R. Oldenbourga cena 7 MK.

Jako 6-ty zeszyt sprawozdań z prac instytutu badawczego komunikacji lotniczej przy wyższej szkole technicznej w Stuttgarcie /Forschungsergebnisse des verkehrswissenschaftlichen Instituts für Luftfahrt/, wydawanych przez prof. dr. ing. Carl Piratha, ukazała się praca pod tytułem: Die Grundlagen der Flugsicherung, omawiająca służbę bezpieczeństwa w lotnictwie. Praca dzieli się na trzy działy, z których pierwszy zatytułowany : "Zadania służby bezpieczeństwa w lotnictwie" jest opracowany przez prof. Piratha i ma za zadanie zaznajomienie czytelnika ze znaczeniem tych zagadnień dla wszelkich rodzajów komunikacji ze szczególnem uwzględnieniem lotnictwa. Trudności wiążące się z zapewnieniem każdej komunikacji maximum bezpieczeństwa. są oświetlone wyczerpującemi rozważaniami i szeregiem statystyk. Duże uwagi poświęca również autor wydatkom, koniecznym ze względu na to bezpieczeństwo.

Pozostała część pracy jest poświęcona omówieniu zabezpieczeń w komunikacji lotniczej w Europie / opracował dr.-ing. Friedrich W. Petzel / i Stanach Zjednoczonych A.P. /opracował dr. ing. Edgar Rössger/. Przy omawianiu odpowiednich urządzeń na terenie Europy zwraca autor uwagę na swoiste trudności wywołane podziałem Europy na szereg państw, co wymaga daleko posuniętej współpracy między niemi. Kwestją pierwszorzędnej wagi jest zorganizowanie lotniczej służby bezpieczeństwa wszędzie na tych samych zasadach i zwrócenie uwagi na współdziałanie między urządzeniami, zabezpieczającemi przebieg lotu w bliskości portu lotniczego i na trasie. Sposób finansowania urządzeń zabezpieczających nie jest jeszcze wszędzie ustalony i będzie musiał być przedmiotem badań.

W Stanach Zjednoczonych A.P. sieć lotniczych linij komunikacyjnych jest przeprowadzona w obrębie obszaru zjednoczonego pod względem językowym i administracyjnym, co stwarza pomyślne warunki dla ich rozwoju. Sieć ta da się podzielić na dwa systemy: północno-południowy i zachodnio-wschodni. Bezpieczeństwo komunikacji lotniczej zapewnia państwowa organizacja służby bezpieczeństwa, przyczyniająca się w znacznej mierze do przyśpieszenia rozwoju lotnictwa. W przeciwieństwie do Europy, dbającej przedewszystkiem o bezpieczeństwo planowej komunikacji lotniczej, Stany Zjednoczone mają na uwadze zabezpieczenie wszelkich rodzajów lotnictwa z uwzględnieniem prywatnego. Również i tutaj podano sposoby pokrycia wydatków, związanych z tą dziedziną.

Pracę uzupełniają liczne tablice i wykresy oraz mapy, zawierające wszelkie dane, dotyczące służby bezpieczeństwa, jak rozkład portów lot-

niczych, stacyj meteorologicznych i radjowych; znajdują się w niej również przykłady sygnalizacji na poszczególnych linjach i portach lotniczych. Ze względu na swoje wyczerpujące i źródłowe opracowanie "Die Grundlagen der Flugsicherung" może być zaliczone do tych podstawowych prac z dziedziny komunikacji lotniczej, z któremi powinien się zapoznać każdy, który się interesuje temi zagadnieniami.

---oooOooo---

REDAKTOR NACZELNY

inż. Teraszkiewicz Mirosław

WSPÓŁPRACA NAUKOWA

inż. Kontowtt Stanisław
inż. Lisowski Zbigniew
inż. Śliwiński Józef
inż. Strzeszewski Włodzimierz
inż. Teraszkiewicz Mirosław
inż. Tuszyński Jan

Wydawca: inż. Tuszyński Jan   Redaktor: inż. Teraszkiewicz Mirosław

WYKONANO I ODBITO W ZWIĄZKU SŁUCHACZÓW ARCHITEKTURY-KOSZYKOWA 55.
Telefon 8-77-68.

A. ZABORSKI Widok 22, Warszawa.